TECNOLOGÍA AUTOMOCIÓN

5

Formación Profesional
Segundo Grado / Tercer Curso



TECNOLOGÍA AUTOMOCIÓN 5

edebé

TECNOLOGÍA AUTOMOCIÓN 5

Formación Profesional. Segundo Grado. Tercer Curso

PROYECTO Y DIRECCIÓN: Edebé.

COLABORADORES:

Textos: Ángel Sanz González.
Perito Industrial y Profesor Numerario
del Centro Nacional de Formación Profesional de Valladolid.

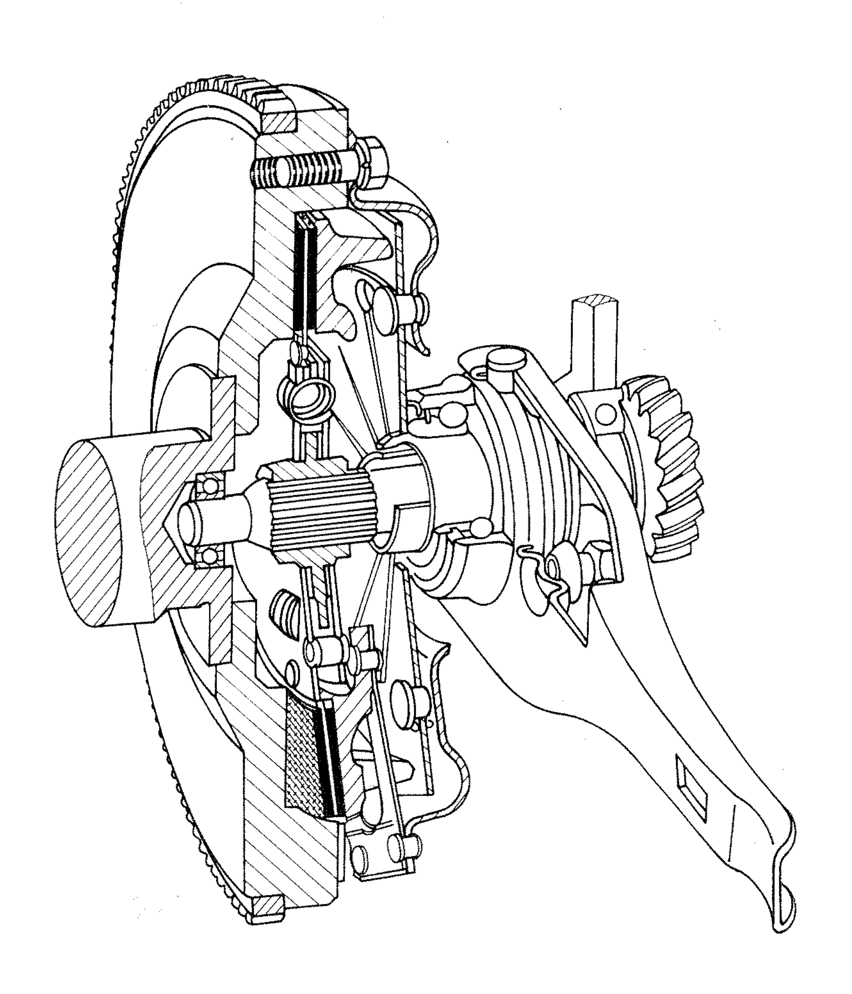
Agradecemos la valiosa colaboración prestada por las casas:
BENDIBÉRICA, BOSCH, CITROËN, CLOP, DIASA, FORD, IRUÑA,
HARRY-WALKER, HOFMANN, MERCEDES BENZ, MOTOR IBÉRICA, PEUGEOT,
PIRELLI, PUMA-CHAUSSON, RENAULT, ROGENT, TALBOT, TECNIAUTO
y especialmente a ENASA y SEAT para la compilación de esta obra.

Paseo San Juan Bosco, 62
08017 BARCELONA
www.edebe.com

ISBN 84-236-1583-9
Depósito Legal. B. 11332-99
Impreso en España
Printed in Spain
EGS - Rosario, 2 - Barcelona
Reimpresión 2000

Índice

1. Estudio del embrague



OBJETIVOS

— *Conocer la misión y comportamiento del embrague como transmisor de movimiento y par motor.*
— *Familiarizar al alumno con los distintos tipos de embragues empleados en la actualidad.*
— *Estudiar la constitución y funcionamiento de los embragues.*
— *Analizar las averías que pueden producirse en los embragues.*

EXPOSICIÓN DEL TEMA

1.1 Misión del embrague

El *embrague* en un vehículo (fig. 1.0) es el elemento encargado de transmitir el esfuerzo y movimiento del motor, que se obtiene en el volante del mismo, a las ruedas, a voluntad del conductor. El embrague se puede considerar, por tanto, como un *transmisor de par motor.*

Todo embrague debe estar diseñado de forma que sea *progresivo* y *elástico,* para que el movimiento no se transmita bruscamente o a *tirones* con el vehículo parado, o cuando varía el régimen de revoluciones del motor.

El embrague va colocado entre el *volante del motor* y *la caja de cambios,* a la cual transmite el movimiento. Su puesta en funcionamiento puede ser automática, en función del régimen de funcionamiento del motor, por medio de un embrague automático, o bien, directamente controlada por el conductor por medio de una palanca de pedal.

1.2 Clasificación de los embragues

Según la forma adoptada para transmitir el movimiento del motor, los embragues pueden clasificarse en los siguientes grupos:

— Embragues de fricción.
— Embragues hidráulicos.
— Embragues electromagnéticos.

1.3 Embragues de fricción

Este tipo de embrague consiste en uno o varios *discos de fricción* intercalados entre el *volante motor* y el *primario* de la caja de cambios (fig. 1.1) que transmiten el movimiento al quedar acoplados al volante motor por medio de un mecanismo de presión. Cuando el disco está sometido a presión, acoplado al volante motor, se dice que el motor está *embragado* (pedal libre en los controlados directamente por el conductor) y *desembragado* cuando el disco queda libre de presión (pedal pisado a fondo).

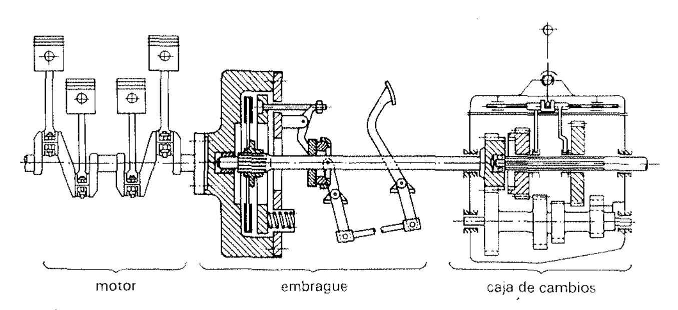


Fig. 1.1 Posición del embrague.

1.3.1 *Constitución de estos embragues*

Los *embragues de fricción* están constituidos por dos elementos claramente definidos e independientes, cumpliendo cada uno de ellos su misión específica dentro del conjunto; estos dos elementos son:

— El disco de embrague.
— El plato de presión.

1.3.1.1 *Disco de embrague*

Este disco está formado por un *disco de acero* (1) (fig. 1.2A) con unos cortes radiales (2) en su periferia que forman una especie de lengüetas que pueden doblarse en ambos sentidos de giro por la inercia de la fricción (fig. 1.2B). Va unido al *platillo* (3) con interposición de los *muelles* (4) que hacen de amortiguadores a la inercia de contacto. Este disco lleva un *manguito estriado* (5) para su acoplamiento al árbol primario de la caja de cambios. En la figura 1.2C puede verse la forma real de las dos caras del disco.

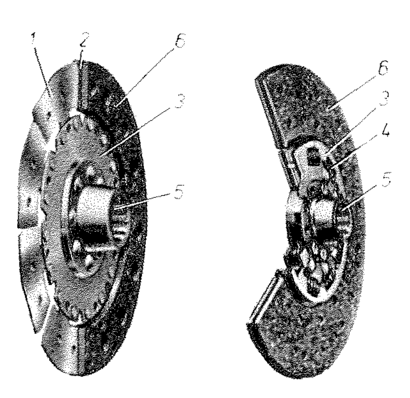


Fig. 1.2B Conjunto montado del disco de embrague.

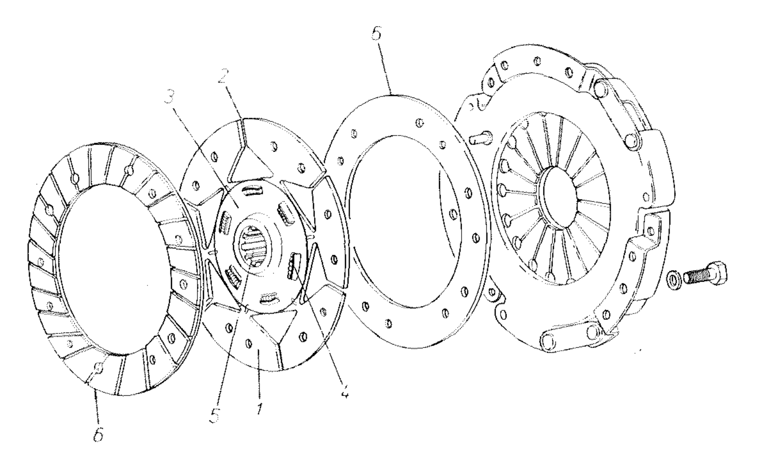
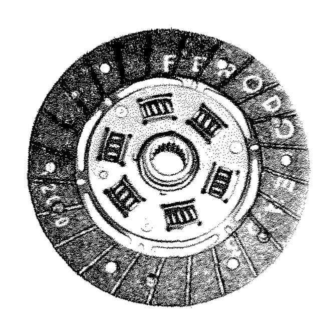


Fig. 1.2A Partes del disco de embrague.



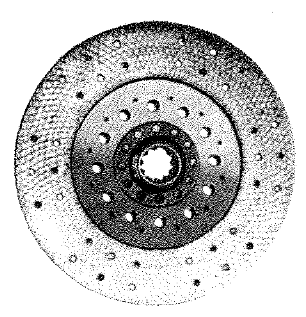


Fig. 1.2C Forma de las guarniciones vistas por ambos lados.

Al disco (1), por medio de remaches o bien pegados, van sujetos los *ferodos* (6) (fig. 1.2D), que son lisos por la cara de acoplamiento a las lengüetas y estriados por la cara exterior o zona de fricción. Las cabezas de los remaches van embutidas dentro del ferodo para evitar que rocen contra la superficie de asiento en el volante y plato de presión. En platillos pequeños, de hasta 180 mm de diámetro, la corona está dividida en segmentos circulares (figs. 1.2B y 1.2D-1) recíprocamente curvados y arqueados hacia afuera. Ceden bajo la presión del embrague y, al embragar, su posición es casi plana.

Para diámetros superiores a 200 mm se emplea el perfil del platillo de la figura 1.2D-2, que lleva capas intermedias de resortes remachados con el disco de acero y con la guarnición.

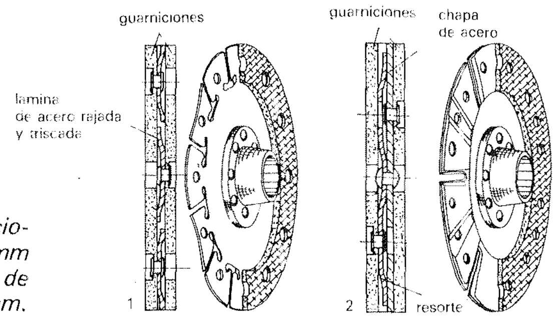


Fig. 1.2D Remachado de las guarniciones: 1, para platillos menores de 180 mm de diámetro; 2, para platillos mayores de 200 mm.

Estos ferodos, por contacto a presión con el volante, son los encargados de transmitir el movimiento sin que se produzcan resbalamientos, por lo que su material debe ser fuertemente adherente, muy resistente al desgaste por rozamiento y al calor. Están fabricados a base de amianto impregnado en resinas sintéticas y prensado en armazón de hilos de cobre o latón, que le dan las características apropiadas a la misión que tienen que cumplir.

1.3.1.2 *Plato o disco de presión*

Es la pieza que va montada entre el *disco de fricción* y la *cubierta* o carcasa. El *plato de presión* sirve para el acoplamiento del conjunto al volante de inercia del motor por medio del *disco de fricción*.

El mecanismo de presión está formado por un disco de acero, en forma de corona circular, que va unido elásticamente a la carcasa para su desplazamiento axial.

Entre el disco y la carcasa van situados unos elementos de presión —que pueden ser unos muelles (fig. 1.3A) o un diafragma (fig. 1.3B)— que transmiten la suficiente fuerza a la maza para que el disco quede oprimido entre ella y el volante, de forma que reciba todo el par motor sin resbalamientos, por lo que deben estar calculados para soportar todo el esfuerzo tangencial transmitido por el motor.

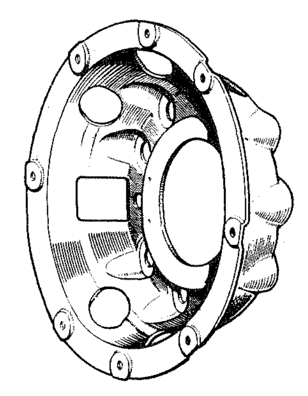


Fig. 1.4 Cubierta o carcasa de embrague.

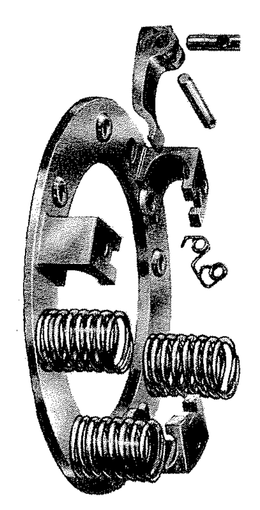


Fig. 1.3A Plato de presión accionado por resortes helicoidales.

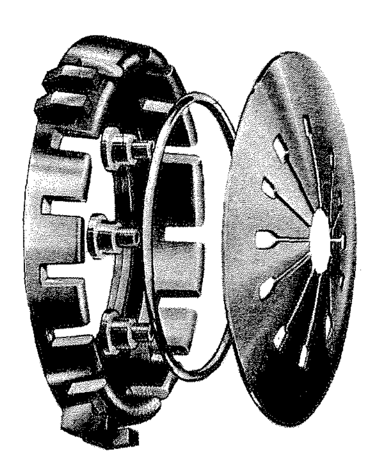


Fig. 1.3B Plato de presión accionado por diafragma.

1.3.1.3 *Cubierta*

La *cubierta* o carcasa (fig. 1.4) es la pieza exterior que, además de servir de protección a todo el conjunto del embrague, aloja y sujeta los mecanismos de *presión* y *accionamiento.*

1.3.1.4 *Maza de embrague*

La *maza* de embrague (fig. 1.5) está formada por el conjunto constituido por el *plato de presión* (1), la carcasa y los mecanismos de unión con la cubierta, como son: los *muelles de presión,* las *palancas de presión* o patillas de embrague (4), *anillo de presión* (5) y demás piezas complementarias (tornillos, arandelas, anillos, muelles de retención, etc.) (figs. 1.8 y 1.9).

La cubierta del embrague está atornillada al cuerpo del volante. Todas las superficies de acción del embrague deben estar en planos paralelos, para evitar que el esfuerzo sea desequilibrado. Por esta razón, cada vez que se desmonta, se debe verificar el paralelismo entre el anillo de embrague (1) y el disco de presión (2) (figura 1.6); la desviación permisible máxima no debe ser superior a 0,04 mm.

1 plato de presión
2 cubierta
3 alojamientos de los muelles de presión
4 palanca de presión
5 anillo de presión

Fig. 1.5 Maza de embrague.

1.3.2 *Montaje y funcionamiento del conjunto*

Como puede verse en la figura 1.7 el disco de embrague (1) va acoplado en el árbol del primario de la caja de cambios (2) por mediación de su casquillo estriado (3). El árbol primario se apoya en el cigüeñal (4) por medio de un casquillo de bronce (5) sobre el cual se desliza. Los ferodos del disco (1), por una de sus caras se acoplan al volante motor (6), y por la otra al plato de presión (7) que va solidario al volante a través de la carcasa (8).

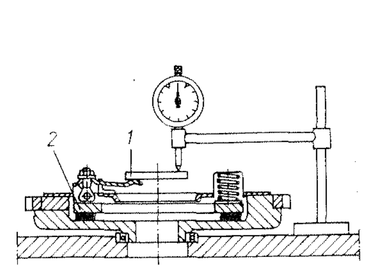




Fig. 1.6 Verificación de la superficie de ataque.

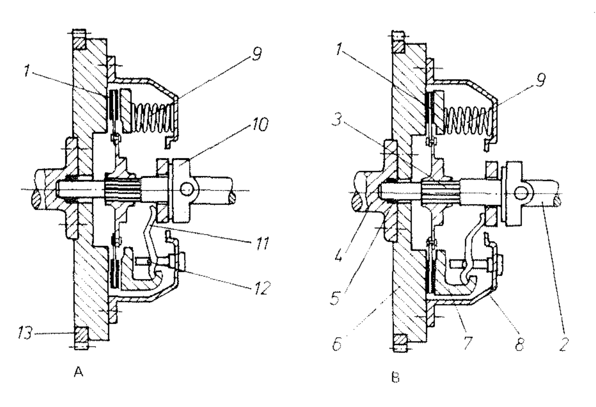


Fig. 1.7 Esquema de un embrague: A, desembragado; B, embragado.

La presión que ejercen los resortes (9) sobre la carcasa hace que el disco quede fuertemente aprisionado contra el volante por la adherencia de los ferodos. En este momento, el *volante transmite el movimiento al disco* que, a su vez, por mediación del manguito estriado, lo transmite al primario de la caja de cambios.

— *Posición de desembragado.*

Cuando se pisa el pedal de embrague (fig. 1.7A) se desplaza el collarín (10) hacia el interior, presionando sobre las patillas (11); éstas, al girar sobre la articulación (12), desplazan a su vez al plato de presión, que libera el disco de fricción (1) al vencer la resistencia de los muelles (9). En esta posición, el embrague gira en vacío, sin transmitir el movimiento del motor a la caja de cambios.

— *Posición de embragado.*

Al soltar el pedal (fig. 1.7B), la fuerza de los resortes hace retroceder el plato de presión que actúa sobre el disco de fricción y éste se acopla entonces al volante. La disposición del disco, con sus lengüetas y muelles de absorción, hace que el acoplamiento no sea brusco, sino progresivo. No obstante, el acoplamiento del embrague por parte del conductor no debe hacerse de una forma rápida y brusca, sobre todo con el vehículo parado, con el objeto de no *calar* el motor al tener que vencer la enorme inercia debida a su peso.

1.3.3 *Tipos de embragues de fricción*

Según los elementos o dispositivos empleados para efectuar la presión sobre la maza para su acoplamiento con el disco, se clasifican en los siguientes tipos:

- Embrague de muelles.
- Embrague de diafragma.
- Embrague automático.
- Embrague semiautomático.
- Embrague de discos múltiples.

1.3.3.1 *Embrague de muelles*

En este embrague (fig. 1.8) la presión se efectúa por medio de *una serie de muelles* (10) repartidos uniformemente sobre la periferia de la maza, para que la presión sea igual en toda la corona circular.

La forma y elementos que componen este conjunto de embrague, cuyo funcionamiento se ha explicado en el apartado 1.3.2, puede verse en dicha figura.

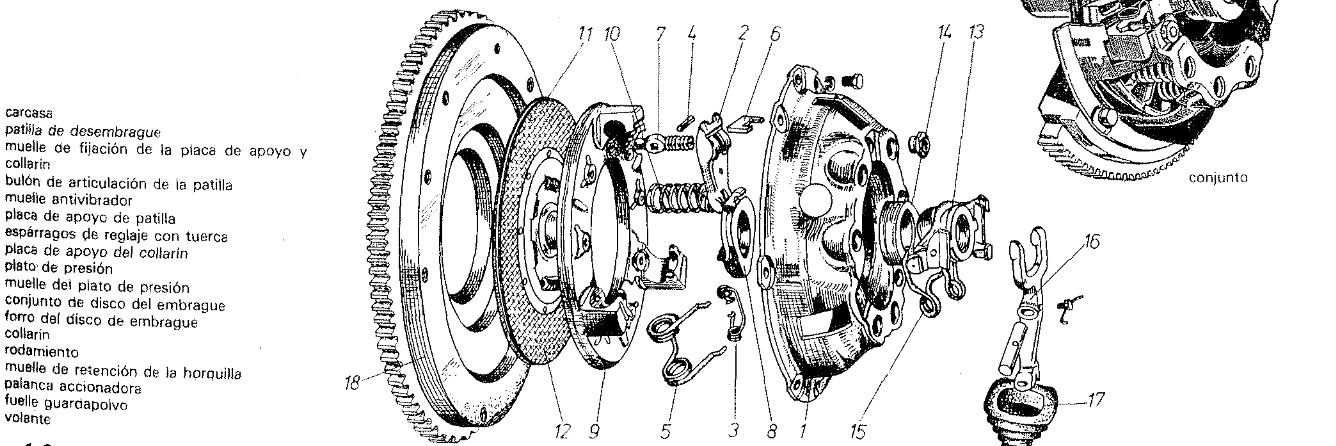
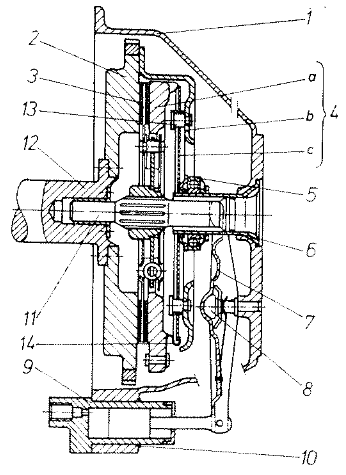


Fig. 1.8 Embrague de muelles.

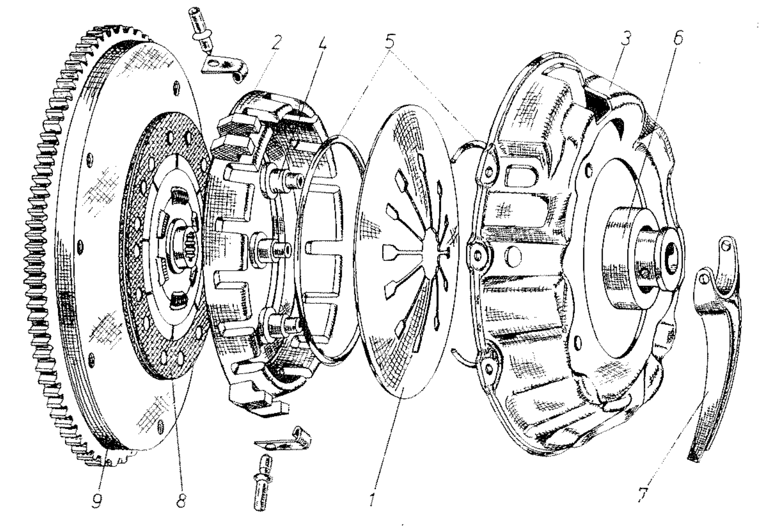
1.3.3.2 *Embrague de diafragma*

En este tipo de embrague (fig. 1.9A y B) los muelles son sustituidos por un *diafragma elástico* de acero especial (1) que se comporta como un muelle, encajado en la periferia del plato de presión (2), que oprime dicho plato contra el disco de embrague. El diafragma tiene forma cónica y lleva unos cortes radiales (2) que parten del centro, cuyos extremos sirven para su sujeción a la carcasa (3). El montaje y funcionamiento de este embrague (fig. 1.9B) es similar al anterior.



1 carcasa
2 volante motor
3 disco de embrague
4 mecanismo de presión { a plato, b carcasa, c diafragma }
5 tope de bolas
6 casquillo guía
7 horquilla de desembrague
8 rótula
9 cilindro de accionamiento
10 circlip de sujeción
11 árbol primario
12 cigüeñal del motor
13 pernos de fijación
14 resorte de retorno

Fig. 1.9B Embrague de diafragma seccionado.



1 diafragma elástico
2 plato de presión
3 carcasa
4 perno de fijación del conjunto de diafragma y anillos de apoyo a la carcasa
5 anillos de apoyo
6 collarín
7 palanca accionadora
8 disco de embrague
9 volante

Fig. 1.9A Embrague de diafragma.

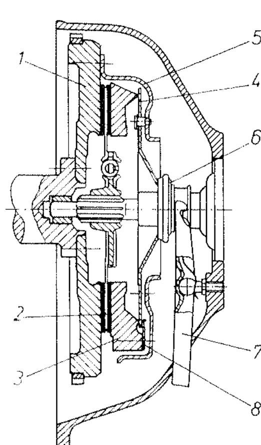
Existe otro modelo de embrague de resorte de diafragma en que la parte de menor diámetro está inclinada hacia afuera en forma de cono (fig. 1.9C).

— *Posición de embrague.*

En su posición de reposo (fig. 1.9D-1) la conicidad del diafragma es hacia afuera y, en ella, ejerce presión sobre el plato que, por esta razón, se ajusta al disco fuertemente.

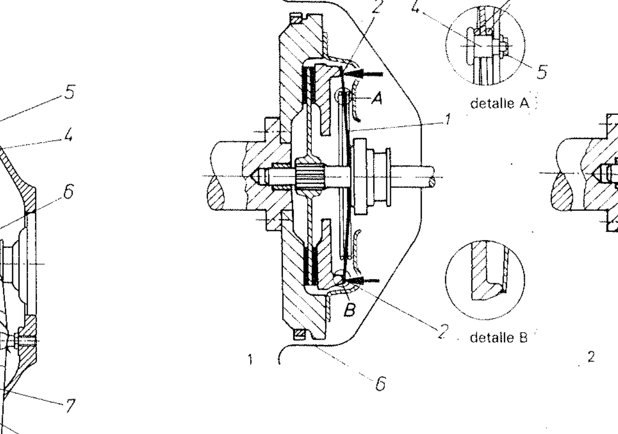
— *Posición de desembrague.*

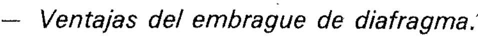
Al pisar el embrague y desplazar el collarín hacia el interior (fig. 1.9D-2), el diafragma invierte su conicidad y arrastra hacia afuera a la maza, que así queda separada del disco.



1 volante
2 disco del embrague
3 plato de presión
4 resorte de diafragma
5 cubierta
6 cojinete de desembrague
7 horquilla
8 resorte de retorno

Fig. 1.9C Embrague de resorte de diafragma con los dedos inclinados.





1 muelle de diafragma
2 presión del diafragma
3 anillos basculantes
4 perno de fijación
5 remache de retención de los aros flotantes
6 carcasa

Fig. 1.9D Fuerzas y posiciones extremas de un embrague de diafragma: 1, embragado; 2, desembragado.

— *Ventajas del embrague de diafragma.*

Las características diferenciadoras que presenta este embrague con respecto al de muelles son las siguientes:

— Reducción de frotamientos internos.
— Mejor equilibrado.
— Tamaño más reducido.
— Menor esfuerzo de desembragado.
— Menor sensibilidad a los efectos de la fuerza centrífuga.
— Posibilidad de utilizar un volante plano.

– *Comparación de esfuerzos en ambos sistemas de embrague.*

En el diagrama de la figura 1.10 se puede observar la diferencia de esfuerzos aplicados al pedal en uno y otro sistema y en un embrague de las mismas dimensiones. En el de diafragma el *mayor esfuerzo* se obtiene en la fase de *semidesembragado,* hasta el momento de vencer la fuerza inicial de inversión en la conicidad del diafragma. A continuación, disminuye el valor del esfuerzo hasta la fase final de desembrague, aunque se mantiene ligeramente constante en el recorrido del pedal. Sin embargo, en los embragues de muelles el esfuerzo es creciente a medida que se van comprimiendo los muelles.

F
20
15
10
5
0
embrague de muelles
embrague de diafragma
recorrido del pedal

Fig. 1.10 Diagrama comparativo de esfuerzos en el desembrague.

1.3.3.3 *Embrague automático de tipo mecánico*

El *embrague automático* efectúa todo el proceso en el arranque y en el cambio de marchas de forma automática; es decir, el conductor del vehículo no necesita accionar la palanca de pie.

Este embrague no lleva collarín ni mando de accionamiento; la acción de embragado y desembragado se confía a unos contrapesos (4) (fig. 1.11) que funcionan por la acción de la *fuerza centrífuga del giro del motor.*

1 volante
2 disco de embrague
3 plato de presión
4 contrapesos
5 resortes
6 árbol primario de la caja de cambio
7 eje de giro
8 árbol del cigüeñal

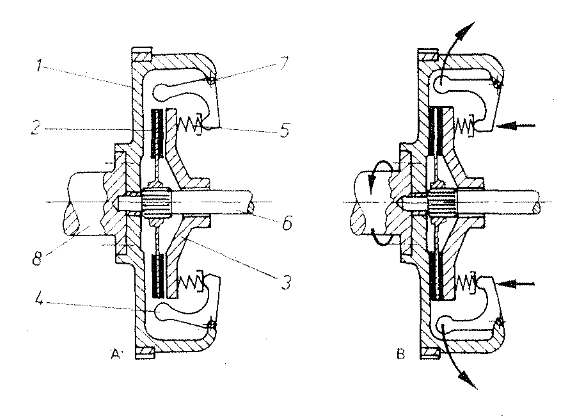


Fig. 1.11 Esquema de un embrague centrífugo automático de contrapesos: A, *desembragado;* B, *embragado.*

– *Posición de desembragado.*

El embrague está calculado (fig. 1.11A) para que, cuando el motor gire a ralentí, los contrapesos no ejerzan presión sobre la maza (3), quedando por tanto el disco (2) libre, es decir, *desembragado.*

– *Posición de embragado.*

Al pisar el acelerador y aumentar el número de revoluciones del motor, la fuerza centrífuga hace desplazar los contrapesos hacia la periferia (fig. 1.11B), con lo que, al bascular sobre su eje de montaje (7), empujan al plato de presión hacia su acoplamiento con el disco, quedando así *embragado.* Como puede observarse, el proceso es totalmente progresivo, ya que la presión de acoplamiento ejercida por los contrapesos está en función del régimen de giro del motor.

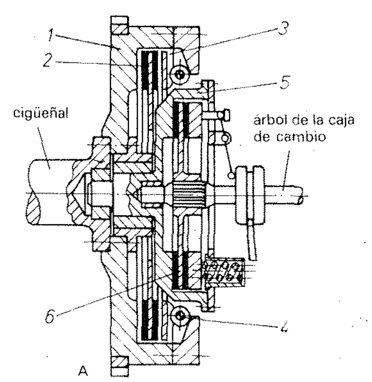
Existe una gran variedad de estos tipos de embrague, en que el elemento centrífugo puede ser también unos rodillos que se deslizan por un cono (fig. 1.12) u otros sistemas. Aquí se han descrito dos de los modelos más empleados. Estos embragues suelen montarse generalmente con caja de cambios automática.

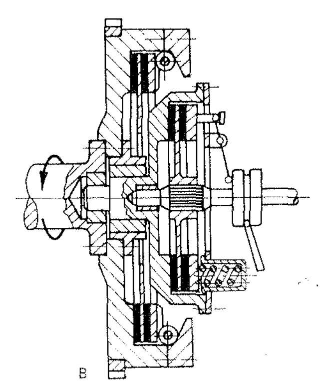
1.3.3.4 *Embrague semiautomático*

Existe un modelo intermedio de embrague, denominado *semiautomático* (fig. 1.13), que emplea el mismo sistema de avance centrífugo, pero lleva un sistema de presión a base de muelles o diafragma. También lleva incorporado un collarín (9) para su accionamiento por pedal o para poder efectuar el cambio de velocidades. En este modelo el esfuerzo centrífugo de los contrapesos (8) ayuda a los resortes en su acoplamiento de embragado. Sin embargo, para el desembragado se necesita efectuar un mayor esfuerzo sobre el collarín.

1.3.3.5 *Embrague de discos múltiples*

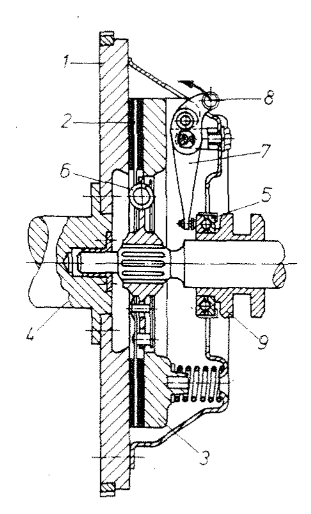
Este embrague se instala cuando lo exigen las características del volante del motor, ya que el mayor tamaño del disco que se puede colocar no es suficiente





1 volante
2 disco de embrague
3 disco de presión
4 rodillo centrífugo
5 caja de accionamiento
6 disco conducido

Fig. 1.12 Embrague centrífugo automático de cono y rodillos: A, *desembragado;* B, *embragado.*



1 volante
2 disco de embrague
3 plato de presión
4 cigüeñal
5 rodamiento tope
6 resorte amortiguador
7 dedo de desembrague
8 contrapeso
9 collarín

Fig. 1.13 Embrague centrífugo semiautomático.

para transmitir todo el par motor. Entonces se emplea el embrague de varios discos, cuya superficie total de adherencia sea equivalente a la que se necesitaría con un solo disco.

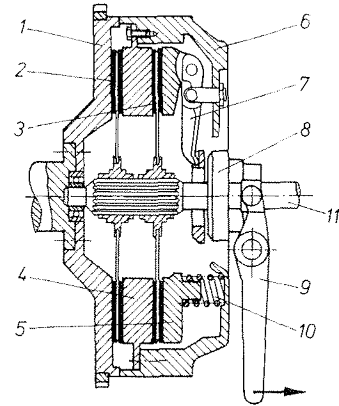
Uno de los más empleados para turismos de gran potencia es el que lleva dos discos (2) y (3) (fig. 1.14). Este modelo emplea un plato de arrastre adicional (4) que va intercalado entre ellos y se desplaza con el volante motor (1). La unión de este plato a la carcasa (6) del embrague se realiza por medio de unas placas elásticas que permiten su desplazamiento axial, durante el embragado y desembragado, para unir o dejar libres los discos.

El funcionamiento del mismo es idéntico a los embragues normales. La presión se transmite igualmente por medio de muelles o diafragma, aunque el recorrido del collarín es mayor y el sistema de presión más potente, con el fin de que el desembragado se realice en ambos discos.

1.3.4 *Mandos del embrague*

El desplazamiento de las patillas o del diafragma para desacoplar el embrague se realiza por medio de un cojinete de empuje (1), llamado collarín (fig. 1.15A), montado sobre el árbol primario (2) de la caja de cambios y accionado por la palanca de desembrague (3). En este collarín va montado un cojinete axial (5) (fig. 1.13) para que el empuje ejercido no interfiera en el giro de las partes móviles del embrague.

Para el desplazamiento del collarín se emplea un dispositivo de horquilla (figura 1.15C), montada sobre la carcasa del embrague, y una palanca de accionamiento (4) (fig. 1.15A), situada en el interior de la carrocería y al alcance del pie del conductor.



1 volante
2 disco primario
3 disco secundario
4 plato intermedio
5 plato de presión
6 carcasa
7 patilla
8 collarín
9 palanca de desembrague
10 muelles
11 árbol primario de la caja de cambios

Fig. 1.14 Embrague de dos discos.

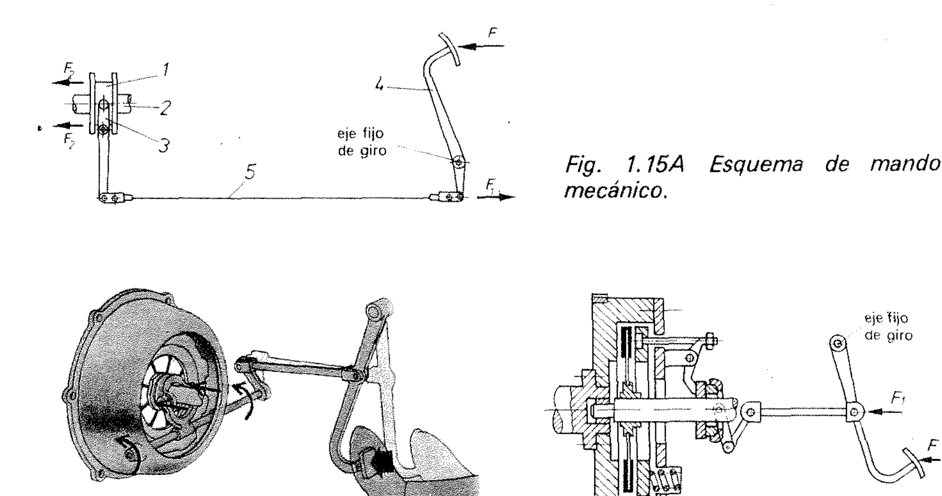


Fig. 1.15A Esquema de mando mecánico.

Fig. 1.15B Dispositivo mecánico de articulación por varillas.

1.3.5 *Sistemas de mando*

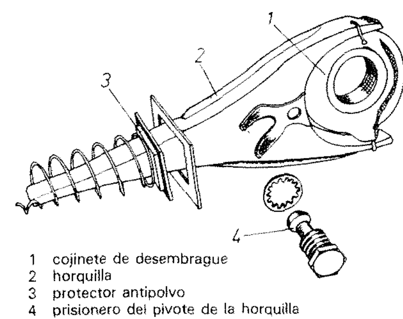
Los sistemas de mando empleados para el accionamiento del embrague pueden ser de tres tipos:

- Accionamiento por articulación mecánica.
- Sistema de accionamiento hidráulico.
- Sistema de accionamiento neumático.

1.3.5.1 *Accionamiento mecánico*

Se emplea generalmente para pequeños turismos. Utiliza como elemento de unión entre el pedal de embrague (4) y la palanca de desembrague (3), un cable (5) (fig. 1.15A) o un sistema articulado de varillas (fig. 1.15B) que transmiten la fuerza aplicada en el pedal al collarín.

Esta fuerza —necesaria para desacoplar la maza del embrague— depende de la disposición de las palancas, ya que las fuerzas que actúan son inversamente proporcionales a los brazos de palanca correspondientes. Según esto, en la disposición de la figura 1.16A se tiene:



1 cojinete de desembrague
2 horquilla
3 protector antipolvo
4 prisionero del pivote de la horquilla

Fig. 1.15C Horquilla de articulación.

En la palanca de desembrague:

$$F \cdot a = F_1 \cdot b$$

En las patillas de embrague:

$$F_1 \cdot a_1 = F_2 \cdot b_1$$

$$F_1 = F_2 \cdot \frac{b_1}{a_1}$$

Sustituyendo el valor de (F_1) en la primera fórmula y despejando (F) a continuación, se tiene:

$$F \cdot a = F_2 \cdot \frac{b_1}{a_1} \cdot b$$

$$\boxed{F = F_2 \cdot \frac{b_1}{a_1} \cdot \frac{b}{a}} \qquad [1.1]$$

EJERCICIOS RESUELTOS

Problema 1

Un embrague monodisco dispone de unos brazos de palanca articulados como los de la figura 1.16A, *con las siguientes dimensiones: a* = 400 *mm; b* = 50 *mm;* a_1 = 70 *mm y* b_1 = 16 mm. ¿Cuál es la presión que hay que ejercer sobre la palanca de pie, si la presión de contacto que se necesita ejercer sobre el disco de embrague es de 250 kgf?

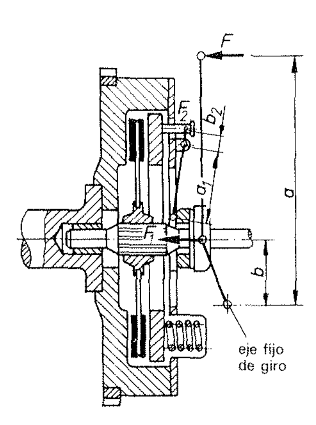


Fig. 1.16A Mecanismo de palanca.

Solución:

Aplicando la fórmula [1.1] resulta:

$$F = F_2 \cdot \frac{b \cdot b_1}{a \cdot a_1} = 250 \times \frac{50 \times 16}{400 \times 70} = 7{,}14 \text{ kgf}$$

Problema 2

Calcular la fuerza que hay que ejercer en el pedal de un embrague, que es accionado por un sistema de palancas y de varilla tal y como está representado en el esquema de la figura 1.16B, *sabiendo que se tiene que vencer una fuerza de acoplamiento en dicho embrague* de 100 kgf.

Solución:

Aplicando la fórmula [1.1]:

$$F = F_2 \cdot \frac{b \cdot b_1}{a \cdot a_1} = 100 \times \frac{5 \times 5}{25 \times 15} = 6{,}66 \text{ kgf}$$

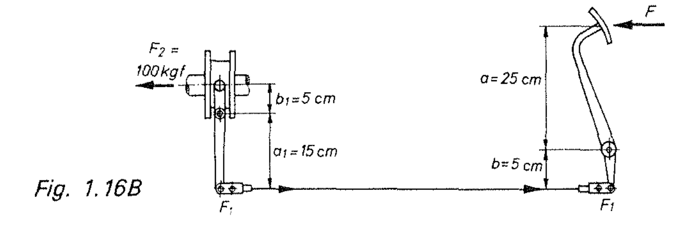


Fig. 1.16B

1.3.5.2 *Accionamiento hidráulico*

Para embragues de gran presión o en el embrague semiautomático, con el fin de aminorar el esfuerzo a transmitir en el pedal y para que el accionamiento sea más suave, se intercala entre el pedal y la palanca de desembrague un *sistema hidráulico,* que consiste (figs. 1.17A y B y 1.9B) en un bombín (1) y una bomba multiplicadora de esfuerzos (2).

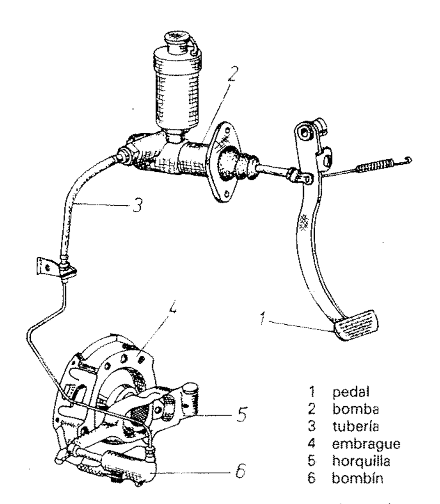


Fig. 1.17B Esquema de la instalación de un embrague hidráulico.

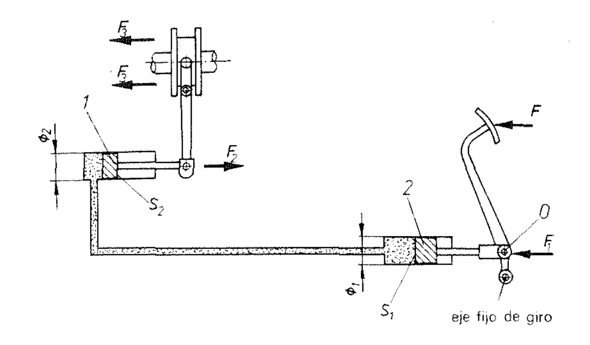


Fig. 1.17A Esquema de mando hidráulico.

Al pisar el pedal, el pistón de la bomba transmite el líquido al bombín, el cual desplaza su pistón haciendo accionar la palanca de desembrague. Como el esfuerzo multiplicador está en función de los diámetros de la bomba y del bombín, se tiene:

$$\text{Presión en la bomba} = \frac{\text{fuerza en el pedal en la articulación (O)}}{\text{superficie del pistón}}$$

$$p = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_1}{\frac{\pi \cdot \varnothing_1^2}{4}} = \frac{4\ F_1}{\pi \cdot \varnothing_1^2}$$

y como la presión del líquido se transmite íntegramente al bombín:

$$F_2 = p \cdot S_2 = p \cdot \frac{\pi \cdot \varnothing_2^2}{4} = \frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot \varnothing_1^2} \cdot \frac{\pi \cdot \varnothing_2^2}{4}$$

con lo que resulta:

$$\boxed{F_2 = F_1 \cdot \frac{\varnothing_2^2}{\varnothing_1^2}} \qquad [1.2]$$

Para calcular el esfuerzo inicial *(F)* y el final *(F_3)* hay que tener en cuenta también la desmultiplicación de las palancas de accionamiento, como en los casos anteriores.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 3

Calcular, con los datos del problema 2, el esfuerzo a realizar en el pedal intercalando un sistema hidráulico de bomba y bombín (fig. 1.18), cuyos diámetros son 5 y 10 cm, respectivamente.

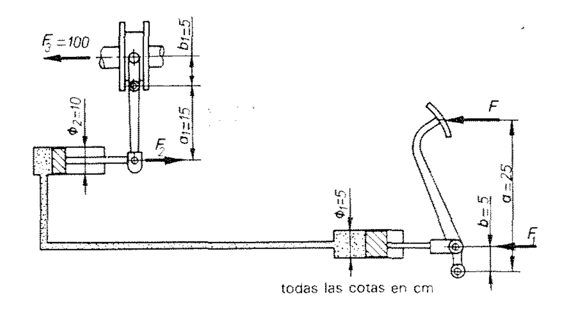


Fig. 1.18

Solución:

A partir de la fórmula [1.2] se establece fácilmente que:

$$F_1 = F_2 \cdot \frac{\varnothing_1^2}{\varnothing_2^2}$$

Debido a la articulación de la palanca situada entre el bombín y el collarín, la fuerza que tiene que realizar el émbolo del bombín es:

$$F_2 = \frac{F_3 \cdot 5}{15} = \frac{F_3}{3} = \frac{100}{3}$$

Sustituyendo en la fórmula primera el valor de *(F_2)*, resulta:

$$F_1 = F_2 \cdot \frac{\varnothing_1^2}{\varnothing_2^2} = \frac{100}{3} \times \frac{5^2}{10^2} = \frac{25}{3}$$

Siendo la fuerza *(F)* aplicada al pedal:

$$F = \frac{F_1 \cdot b}{a} = \frac{\frac{25}{3} \times 5}{30} = \frac{25 \times 5}{3 \times 30} = 1{,}388 \text{ kgf}$$

Estos elementos de mando (bomba y bombín), cuyo despiece puede verse en las figuras 1.19 y 1.20, van montados: el primero sobre el soporte de pedales y, el segundo, sobre el envolvente de volante (fig. 1.9B). Están unidos por una canalización y alimentados por líquido de frenos procedente de un depósito (fig. 1.21). En la figura 1.17A puede verse un esquema de la forma de funcionamiento del conjunto.

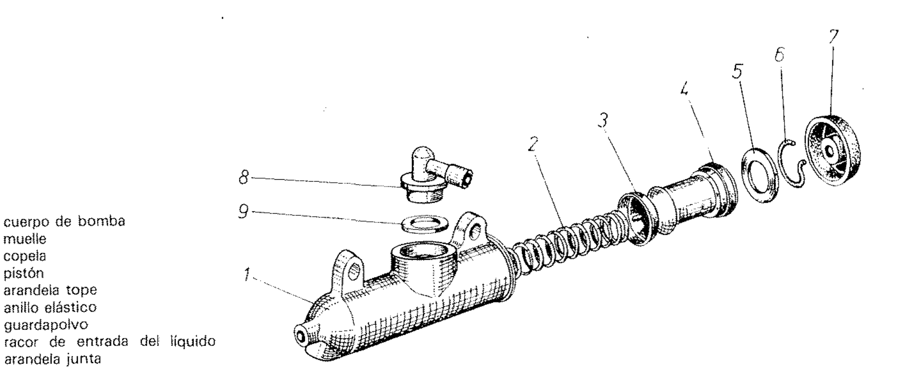


Fig. 1.19 Despiece de la bomba de embrague.

1 cuerpo
2 muelle tope
3 copela
4 pistón
5 guardapolvo
6 tornillo de purga
7 entrada de líquido

Fig. 1.20 Despiece del bombín de embrague.

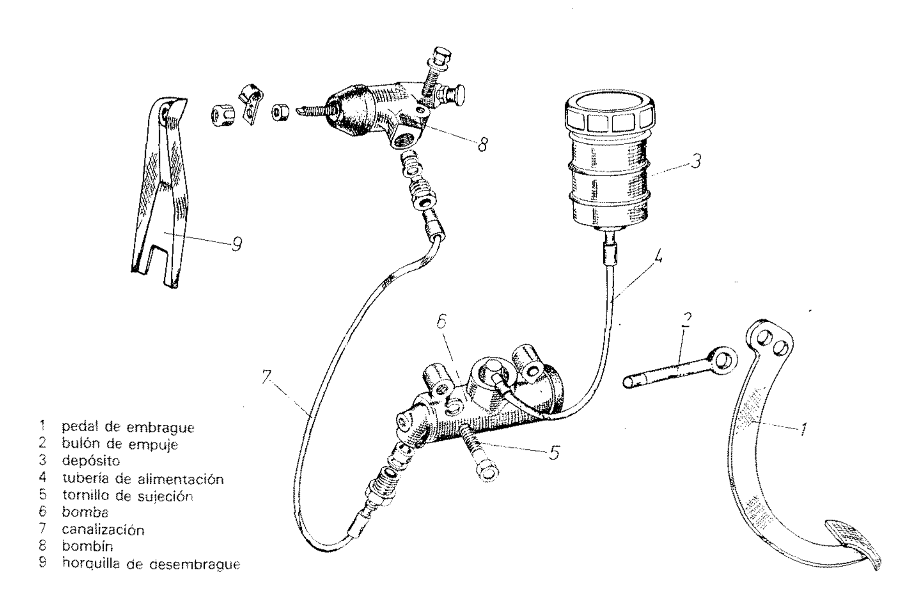


Fig. 1.21 Circuito hidráulico.

1.3.5.3 *Sistema neumático*

Este sistema es poco empleado en la actualidad. Para que se tenga una idea de su funcionamiento se explica, a continuación, uno de los sistemas más sencillos.

Consiste la instalación (fig. 1.22A) en un depósito (1) que envía el aire a un *servo-embrague* (2) a través de una tubería flexible (3). El servo-embrague sirve para distribuir el aire en la operación de embrague y desembrague. Del servo sale una tubería (4) que envía aire al cilindro de mando (5), cuyo émbolo (6) actúa sobre el balancín de embrague (7).

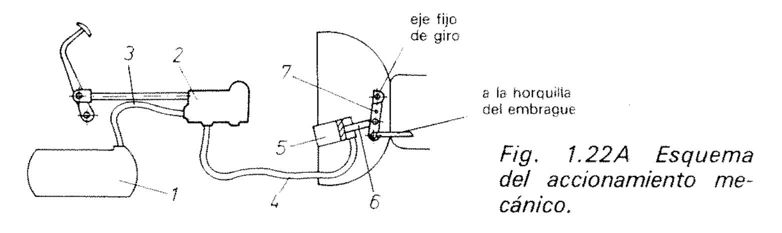
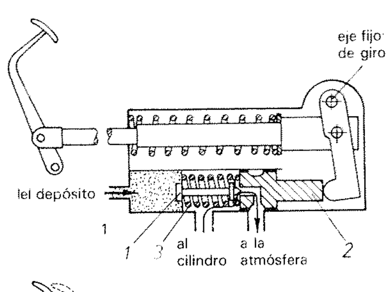


Fig. 1.22A Esquema del accionamiento mecánico.



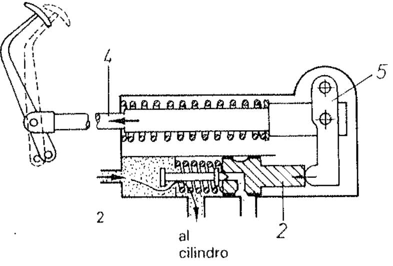


Fig. 1.22B Posiciones del servo-embrague: 1, embragado; 2, desembragado.

— *Posición de embragado*

El aire del depósito (fig. 1.22B) no puede dirigirse hacia el cilindro, pues se lo impide la válvula doble (1). Por el contrario, la misma válvula en esta posición pone en comunicación el cilindro y la atmósfera por medio del pistón (2) que es desplazado axialmente por la acción del resorte (3).

— *Posición de desembragado*

La acción sobre el pedal obliga al desplazamiento de la varilla (4) en el sentido que indica la flecha y, por consiguiente, de la palanca (5), que en su giro impulsa el pistón (2), cerrando así la comunicación con la atmósfera y dejando paso libre al aire en dirección al cilindro.

1.3.6 *Embrague para motocicleta*

En motocicletas se emplean con frecuencia embragues de discos múltiples (figura 1.23). Los discos intermedios están constituidos por láminas de acero. Con frecuencia los discos giran lubricados en aceite. Estos embragues *húmedos* trabajan con suavidad y sufren poco desgaste, aunque requieren, debido al poco esfuerzo de fricción, entre los discos, varios pares de superficies de fricción.

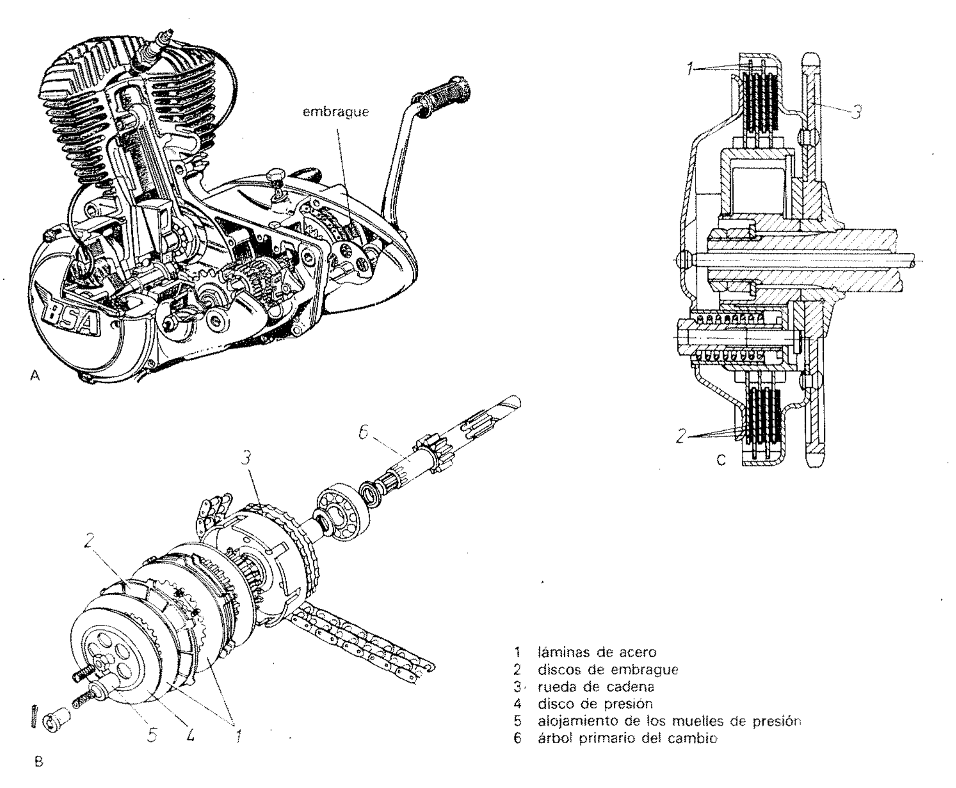
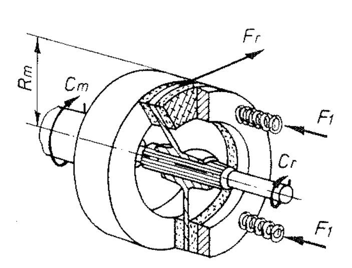


Fig. 1.23 Embrague de discos y láminas múltiples, empleado en motocicletas: A, posición de montaje en el motor de dos tiempos; B, despiece; C, sección del conjunto.

1.3.7 *Esfuerzos desarrollados en el acoplamiento de un embrague*

Todo embrague, como transmisor de movimiento, tiene que ser capaz de transmitir todo el esfuerzo motor a la transmisión del vehículo. En todo acoplamiento o embrague los esfuerzos de torsión se *transmiten por fricción*. Esta función se denomina rozamiento adherente y la magnitud del esfuerzo transmitido depende del estado y de la carga de las superficies en contacto.



F_1 = fuerza de cada muelle
F_t = fuerza total

Fig. 1.24A

— *Coeficiente de adherencia.*

Este valor depende del revestimiento o guarnición empleado en una de las superficies en contacto, y su valor oscila entre 0,3 y 0,5. El *coeficiente de adherencia* μ se obtiene mediante ensayos, y su valor se encuentra en las tablas que facilitan los fabricantes de estos productos. Cuanto mayor es la carga *(F_t)* que se ejerce sobre dos superficies en contacto, mayor es el coeficiente de adherencia.

— *Fuerza de acoplamiento.*

De lo dicho anteriormente se deduce que la magnitud del esfuerzo de acoplamiento *(F_r)* (fig. 1.24A) es directamente proporcional al coeficiente de adherencia y a la carga de contacto.

La fuerza total de contacto es igual a la fuerza que ejerce cada muelle por el número de muelles:

$$F_t = F_1 \cdot \text{número de muelles}$$

luego:

$$\boxed{F_r = \mu \cdot F_t} \qquad [1.3]$$

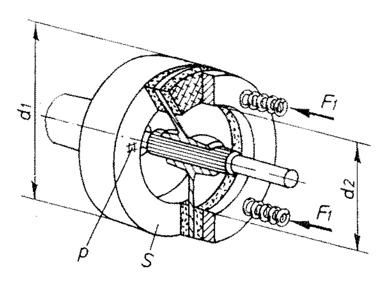


Fig. 1.24B Representación de la carga de la superficie.

— *Presión superficial específica.*

El *grado de adherencia* depende también de la constitución molecular del material empleado. Es indudable que los materiales blandos se ajustan mejor que los duros a las desigualdades superficiales, si bien tienen una menor resistencia y pueden ser motivo de no poder admitir tanta carga.

Las guarniciones empleadas en vehículos deben soportar cargas de 2 a 3 kgf/cm². Esta carga (fig. 1.24B) se denomina *carga superficial específica p*, que depende de la fuerza de contacto de los muelles *(F_t)* y del área *(S)* de dicha superficie.

Por tanto:

$$\boxed{p = \frac{F_t}{S}} \qquad [1.4]$$

Estos dos factores tienen que estar relacionados para no sobrepasar el valor de *p* previamente determinado.

— *Valor de la fuerza de desplazamiento.*

Sustituyendo en la fórmula [1.3] el valor de *(F_t)* en la fórmula [1.4], resulta:

$$F_r = \mu \cdot F_t = \mu \cdot p \cdot S$$

Luego:

$$\boxed{F_r = \mu \cdot p \cdot S} \qquad [1.5]$$

μ = coeficiente de adherencia
p = presión superficial específica en kgf/cm²
S = superficie total de contacto en cm²

1.3.7.1 *Variación de la fuerza de adherencia*

La fórmula [1.5] determina los defectos de transmisión en los embragues, ya que al estar la *fuerza de acoplamiento* en función de las tres variables constructivas

del mismo, al variar una de ellas se obtiene una menor fuerza de embragado, como ocurre cuando:

1.º *Disminuye la fuerza en los muelles.* Por fatiga de los mismos, o al montar muelles más débiles después de una reparación del embrague.

2.º *Existe una menor superficie de contacto.* Cuando se monta un disco inadecuado que no corresponde al diseño calculado para ese motor.

3.º *Disminuye el coeficiente de adherencia en los ferodos.* Por desgaste en los mismos durante su funcionamiento o al montar el disco sucio y engrasado.

No obstante, en las debidas condiciones de diseño y montaje de los embragues de fricción, existe un desgaste normal del disco por el uso y una pérdida de presión en los muelles, que producen las averías en los embragues, las cuales se deben comprobar y reparar.

1.3.7.2 *Esfuerzos de torsión*

La fuerza de impulsión en el volante, determinada por su *par motor* C_m, tiene que ser equilibrada por la fuerza de acoplamiento del disco, ocasionando un *par resistente* C_r en el volante (fig. 1.24A).

El momento o par motor se determina por la fórmula:

$$C_m = 716{,}20 \frac{W_f}{n} \qquad [1.6]$$

W_f = potencia al freno en CV
n = número de revoluciones por minuto del cigüeñal

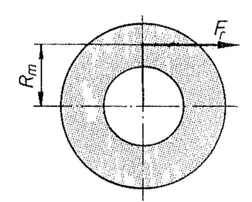
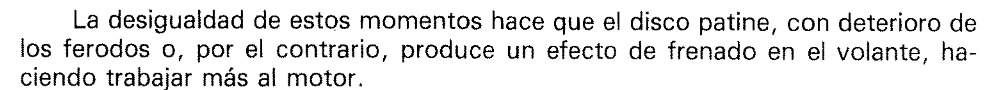


Fig. 1.24C

El par motor (fig. 1.24C) vale:

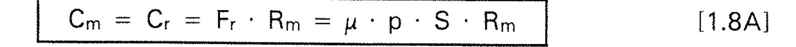


$$C_m = F_r \cdot R_m \qquad [1.7]$$

La desigualdad de estos momentos hace que el disco patine, con deterioro de los ferodos o, por el contrario, produce un efecto de frenado en el volante, haciendo trabajar más al motor.

Según esto, se comprueba que los esfuerzos de torsión actúan sobre una superficie circular anular y determinan en ella un momento de torsión, que depende de la fuerza de acoplamiento y del radio eficaz o radio medio R_m del disco.

Por tanto, se debe cumplir:



$$C_m = C_r = F_r \cdot R_m = \mu \cdot p \cdot S \cdot R_m \qquad [1.8A]$$

$$F_r = \frac{C_m}{R_m} \qquad [1.8B]$$

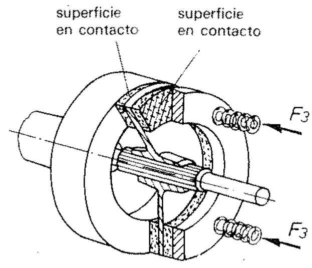
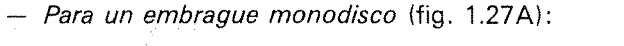


Fig. 1.25

1.3.7.3 *Influencia del número de superficies en contacto*

Las fórmulas anteriores corresponden a una sola superficie de contacto, pero este caso, normalmente, no se presenta en automoción. Los embragues más sencillos empleados en vehículos de poca potencia suelen tener como mínimo un disco de embrague, es decir, dos superficies de contacto (fig. 1.25). Por tanto, el número de superficies en contacto depende del número de discos que lleve el embrague. Las fórmulas anteriores, quedarán así:

— *Para un embrague monodisco* (fig. 1.27A):



$$F_r = \mu \cdot p \cdot 2 \cdot S \qquad [1.9A]$$

$$F_r = \frac{C_m}{2 \cdot R_m} \qquad [1.9B]$$

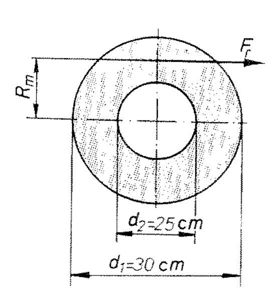


Fig. 1.26

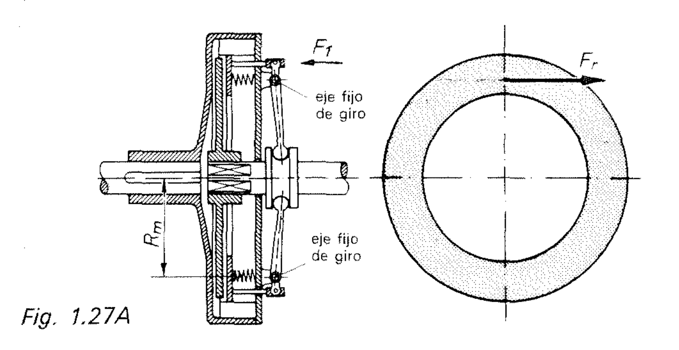
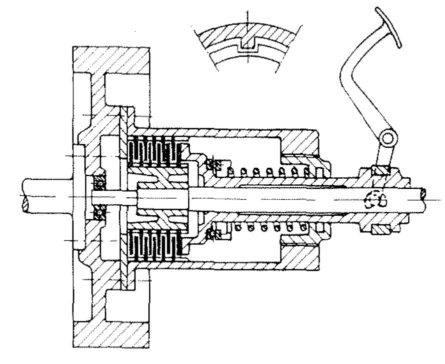


Fig. 1.27A


Fig. 1.27B

— *Para un embrague multidisco* (fig. 1.27B):

$$F_r = \mu \cdot p \cdot n \cdot S \qquad [1.10A]$$

$$F_r = \frac{C_m}{n \cdot R_m} \qquad [1.10B]$$

n = número de superficies en contacto

EJERCICIO RESUELTO

Problema 4

A un motor que proporciona un par en el volante de 45 kgf · m se le acopla un embrague monodisco cuyo ferodo está formado por una corona circular de 30 y 25 cm de diámetro (fig. 1.26). Suponiendo que la guarnición tiene un coeficiente de adherencia de 0,5 y que se colocan seis muelles para ejercer el esfuerzo sobre las superficies de contacto, calcular:

1.º La fuerza total de acoplamiento a transmitir por los muelles.
2.º La fuerza que desarrolla cada muelle.
3.º La presión por unidad de superficie (presión superficial específica) que soporte la guarnición.

Solución:

Primera pregunta:

$$d_m = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{30 + 25}{2} = 27{,}5 \text{ cm}$$

$$R_m = \frac{27{,}5}{2} = 13{,}75 \text{ cm} = 0{,}1375 \text{ m}$$

$$F_r = \frac{C_m}{2 \cdot R_m} = \frac{45}{2 \times 0{,}1375} = 163{,}6 \text{ kgf}$$

Esta fuerza actúa sobre las dos superficies de contacto (fig. 1.25).

Segunda pregunta:

$$F_t = \frac{F_r}{\mu} = \frac{163{,}6}{0{,}5} = 327{,}2 \text{ kgf}$$

$$F_1 = \frac{F_t}{6} = \frac{327{,}2}{6} = 54{,}5 \text{ kgf}$$

Tercera pregunta:

Como la superficie total del disco en este caso es $S_t = 2 \cdot S$, resulta:

$$S_t = 2 \cdot S = 2 \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) = \frac{3{,}14}{2} (30^2 - 25^2) = 431{,}75 \text{ cm}^2$$

La presión superficial específica se deduce de la fórmula [1.5]:

$$p = \frac{F_r}{S_t \cdot \mu} = \frac{163{,}6}{431{,}75 \times 0{,}5} = 0{,}75 \text{ kgf/cm}^2$$

1.3.8 *Averías más frecuentes en los embragues de fricción. Normas para su detección y reparación*

Las averías más frecuentes que suelen darse en este mecanismo, son las siguientes:

1. *El embrague patina.*

Puede suceder por las siguientes causas:

— Reglaje defectuoso. Comprobar y hacer reglaje.
— Disco engrasado o sucio. Desmontar el embrague y comprobar el disco, realizando una limpieza del mismo con aguarrás.
— Ferodos desgastados. Sustituir el disco.
— Falta de presión en los muelles. Desmontar la maza y comprobar los muelles.

2. *Trepidación del vehículo al embragar.*

Indica que el disco no asienta bien sobre el volante por estar deformado; o bien se debe a falta de progresividad, al no actuar los muelles amortiguadores del mismo. Comprobar el alabeo y cambiar el disco.

3. *Las velocidades rascan al cambiar.*

Indica un mal reglaje del embrague, de forma que al pisar el pedal a fondo, no se suelta el disco por completo. Hacer un reglaje correcto para remediarlo.

4. *Ruidos al pisar el pedal.*

Indican falta de grasa en el collarín, o que el cojinete axial está en mal estado. Engrasar o cambiar el collarín.

5. *Golpeteo en su funcionamiento.*

Puede ser motivado, entre otras, por las siguientes causas:

— Por desgaste en el casquillo del árbol primario. Cambiar el casquillo.
— Platillo de apoyo del collarín desencajado. Hacer reglaje de la maza.
— Volante de inercia flojo. Comprobar y apretar el mismo.

1.3.9 *Reglaje y comprobaciones en el embrague*

El *reglaje* y *comprobación* del embrague debe realizarse como ejercicio práctico de taller, teniendo en cuenta las siguientes instrucciones:

1. Para efectuar el reglaje se actúa sobre la varilla o cable de mando que une la palanca de desembrague con el pedal, de forma que el recorrido libre del pedal sea de 2 a 4 cm (fig. 1.28), empezando a partir de ahí a notarse la presión de los muelles. Si el recorrido libre es nulo, la distensión de los muelles puede ser incompleta, lo que haría patinar al disco. Si el recorrido libre es grande, no se realiza un desembragado completo, lo que hace que las velocidades rasquen al entrar.

2. Al desmontar un embrague para su reparación, hay que tener en cuenta el marcar su posición sobre el volante, ya que en esta posición están compensados los desequilibrios antivibratorios de ambos elementos; así como para el desmontaje de la maza, es conveniente marcar todas sus piezas para volverlas a montar en el mismo lugar, ya que este elemento está equilibrado en conjunto.

3. Para comprobar los muelles hay que comparar su altura libre con uno nuevo de las mismas características. Esta comprobación se puede realizar también midiendo la carga de los muelles en una máquina comprobadora, para lo cual se deben conocer previamente las características del mismo, facilitadas por el fabricante. De haber algún muelle en mal estado, deben cambiarse todos éstos, para evitar la acción de distintas cargas axiales que desequilibren el embrague.

— Comprobar que las superficies de asiento en el volante y en la maza no presentan deformaciones ni rayaduras; en caso contrario, es conveniente rectificar estas superficies.

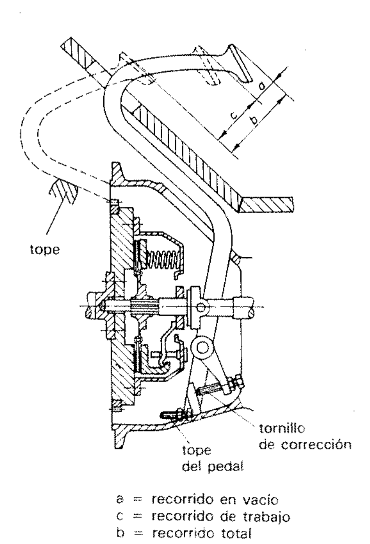


Fig. 1.28 Recorrido del pedal.

— Comprobar la holgura del árbol primario de la caja de cambios con el casquillo del cigüeñal y, si ésta es excesiva, cambiar el casquillo.

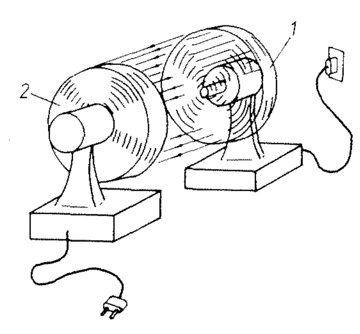


Fig. 1.29

1.4 Embrague hidráulico

El *embrague hidráulico* actúa como embrague automático entre el motor y la caja de cambios que, en estos casos, suele ser automática o semiautomática. Dicho embrague permite que el motor gire al ralentí (en vacío) y además transmite el *par motor* cuando el conductor acelera.

Está fundado en la transmisión de energía que una *bomba centrífuga* comunica a una *turbina* por mediación de un líquido que generalmente es aceite mineral.

Para comprender bien este principio se puede poner el ejemplo de dos ventiladores (figura 1.29) colocados uno frente al otro. El ventilador (1), conectado a la red, mueve el aire y lo proyecta como impulsor o bomba sobre el otro ventilador (2) que está sin conectar; éste último, al recibir el aire, se pone a girar como una turbina.

1.4.1 *Constitución del embrague hidráulico*

Está constituido, como puede verse en la figura 1.30A y B, por dos coronas giratorias (3) y (5) que tienen forma de semitoroide geométrico y están provistas de unos tabiques planos (4), llamados álabes. Una de ellas, llamada *corona motriz* (5), va unida al árbol motor (1) por medio de tornillos y constituye la bomba centrífuga; la otra (3), unida al primario de la caja de cambios (7) con giro libre en el volante, constituye la turbina o *corona arrastrada.*

Ambas coronas van alojadas en una carcasa estanca y están separadas por un pequeño espacio para que no se produzca rozamiento entre ellas.

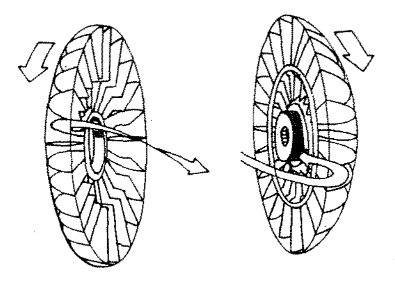


Fig. 1.30B Coronas de un embrague hidráulico.

1 cigüeñal
2 volante
3 turbina o rotor conducido
4 álabes
5 bomba o rotor conductor
6 deflector
7 árbol primario de la caja de cambio
8 retén de engrase

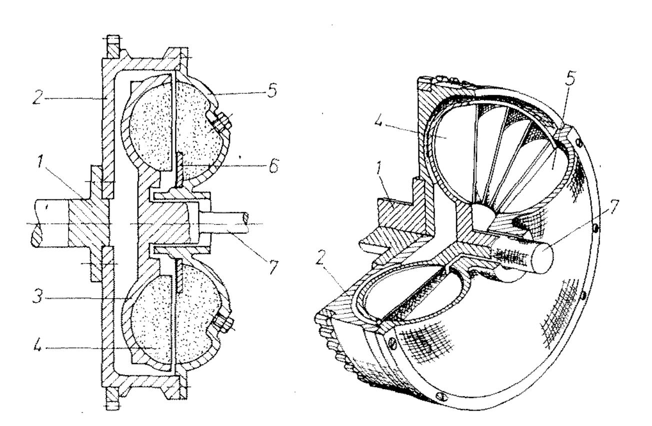


Fig. 1.30A Embrague hidráulico.

Fig. 1.31

1.4.2 *Funcionamiento*

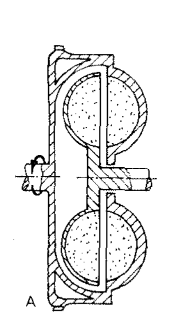
Cuando el motor gira, el aceite contenido en la carcasa es impulsado por la bomba, proyectándose por su periferia hacia la turbina (3), en cuyos álabes (4) incide paralelamente al eje. Dicho aceite es arrastrado por la propia rotación de la bomba o corona motriz (5), formándose así un torbellino tórico (fig. 1.31).

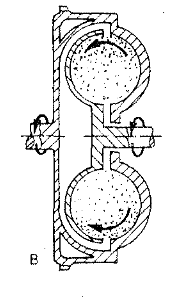
La energía cinética del aceite que choca contra los álabes de la turbina, produce en ella una fuerza que tiende a hacerla girar.

Cuando el motor gira a ralentí, la energía cinética del aceite es pequeña (figura 1.32A) y la fuerza transmitida a la turbina es insuficiente para vencer el par resistente. En estas condiciones, hay un resbalamiento total entre bomba y turbina con lo que la turbina permanece inmóvil. El aceite resbala por los álabes de la turbina y es devuelto desde el centro de ésta al centro de la bomba, en donde es impulsado nuevamente a la periferia para seguir el ciclo.

A medida que aumentan las revoluciones del motor (fig. 1.32B), el torbellino de aceite se va haciendo más consistente, incidiendo con más fuerza sobre los álabes de la turbina. Esta acción vence al par resistente y hace girar la turbina, mientras se verifica un resbalamiento de aceite entre bomba y turbina que supone el acoplamiento progresivo del embrague.

Cuando el motor gira rápidamente desarrollando su par máximo (fig. 1.32C), el aceite es impulsado con gran fuerza en la turbina y ésta es arrastrada a gran velocidad sin que exista apenas resbalamiento entre ambas (éste suele ser de un 2 % aproximadamente con par de transmisión máximo).





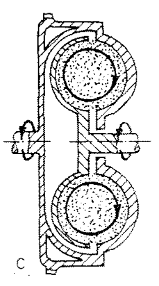


Fig. 1.32 Funcionamiento del embrague hidráulico: A, a ralentí; B, a medio régimen; C, a plena carga.

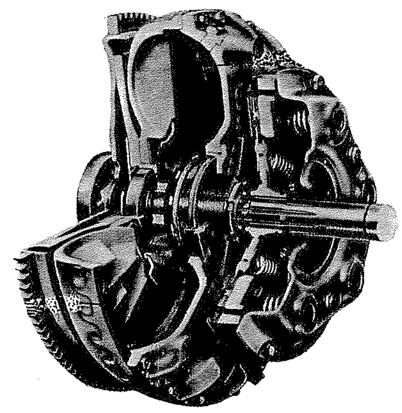


Fig. 1.33 Embrague hidráulico con embrague auxiliar de fricción.

El par motor se transmite íntegro a la transmisión de embrague, cualquiera que sea el par resistente y, de esta forma, aunque se acelere rápidamente desde ralentí, el movimiento del vehículo se produce progresivamente, existiendo un resbalamiento que disminuye a medida que la fuerza cinética va venciendo al par resistente.

Al subir una pendiente, la velocidad del vehículo disminuye por aumentar el par resistente, pero el motor continúa desarrollando su par máximo a costa de un mayor resbalamiento, con lo que se puede mantener más tiempo la directa sin peligro de que el motor se *cale*.

1.4.3 *Ventajas e inconvenientes de los embragues hidráulicos*

Este tipo de embrague presenta el inconveniente de que no sirve para su acoplamiento a una caja de cambios normal, es decir, de engranes paralelos; ya que aun funcionando a ralentí, cuando el resbalamiento es máximo, la turbina está sometida a una fuerza de empuje que, aunque no la haga girar por ser mayor el par resistente, actúa sobre los dientes de los engranajes y no permite la maniobra del cambio de velocidades.

Por esta razón este embrague se utiliza en *cajas de cambio automático.* Para su acoplamiento a una caja normal, habría que intercalar un embrague auxiliar de fricción que permita desacoplar la caja de cambios en el momento del cambio (figura 1.33).

Debido a la inevitable pérdida de energía por deslizamiento del aceite en su acoplamiento para obtener el *par máximo,* los vehículos equipados con este tipo de embrague consumen algo más de combustible que los equipados con un embrague normal de fricción. Presentan también la desventaja de un mayor coste económico, así como la necesidad de tener que acoplar una caja de cambios automática.

Como contrapartida de estos inconvenientes, la utilización del embrague hidráulico presenta las siguientes ventajas:

- Ausencia de desgaste.
- Duración ilimitada, incluso mucho mayor que la vida útil del vehículo.
- Las vibraciones por torsión en la transmisión están fuertemente amortiguadas, cualidad muy importante para su utilización en los motores Diesel.
- Arranque muy suave, debido a la progresividad en el deslizamiento.
- Bajo coste de entretenimiento, no exigiendo más atención que el cambio periódico de aceite cada 15 000 ó 20 000 km.

1.5 **Embrague electromagnético**

Este tipo de embrague (fig. 1.34) funciona por la *acción electromagnética de una masa polar* montada en el volante de inercia (2), que lleva una bobina interna (3) alimentada por una elevada corriente eléctrica y que sustituye al plato de presión de un embrague tradicional.

Dentro de este campo magnético hay una armadura de hierro dulce (4) solidaria al árbol primario de la caja de cambios (5) por un acoplamiento de casquillo estriado (6), que cumple la misión del disco de embrague tradicional.

Para reforzar la acción del campo, en el entrehierro lleva un polvo magnético (11), formado por granos de acero, a base de cromo y aluminio, que no se oxidan a temperaturas inferiores a 900 °C, y sirve a modo de unión entre el electroimán y la armadura.

1.5.1 *Constitución del embrague electromagnético*

El conjunto está formado por una corona circular magnética (1), compuesta de dos mitades que contiene el arrollamiento o bobina (3), fija al volante de inercia (2). En el interior de esta corona se mueve la armadura (4) que forma cuerpo con el casquillo de arrastre (6) que da movimiento al árbol primario (5) de la caja de cambios. Unidas a la corona lleva unas chapas deflectoras (7) para evitar que el polvo magnético (11) se derrame cuando no es atraído por la masa polar.

Los extremos de la bobina van conectados a dos anillos rozantes (8) montados sobre la corona aislante (9). Estos anillos reciben la corriente eléctrica a través de dos escobillas aisladas (12) montadas en un porta-escobillas (10) desde el cual salen al exterior los bornes de conexión *A* y *B.*

embragado
desembragado
detalle de la misión del polvo magnético
1
3
11
7
6
5
12
4
9
2
8
10

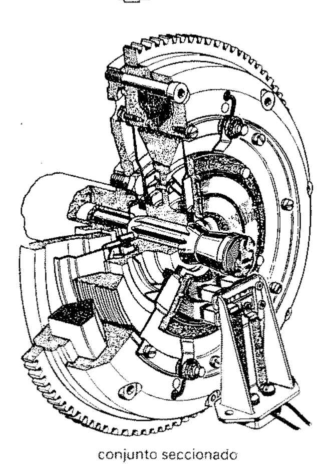


Fig. 1.34 Embrague electromagnético.

1.5.2 *Esquema de mando y funcionamiento eléctrico*

En la figura 1.35A se muestra el circuito, en posición de parado, de un embrague electromagnético. Al cerrar el interruptor de encendido (1) (fig. 1.35B) la corriente procedente de la batería (2) acciona el *(C_1)*, con lo cual la corriente principal pasa a través de la resistencia *(R)* a la bobina (3) por la escobilla *A*, retornando la corriente por la escobilla *B* a través del contacto del relé *(C_3)* a masa.

Como se ve, en el ralentí la corriente que pasa a través de la bobina de embrague es pequeña, minorizada por la resistencia *(R)*. El campo magnético creado es insuficiente para atraer fuertemente a la armadura, que lo hace de una forma lenta y progresiva, concentrando el polvo magnético en el entrehierro.

Al pisar el acelerador (4) (fig. 1.35C) se conecta el relé *(C_2)* que anula la resistencia *(R)*, con lo cual toda la corriente procedente de la batería pasa directamente a la bobina. En este momento, el campo magnético es grande, con lo cual se hace solidaria la corona con la armadura, transmitiendo toda la potencia del volante al eje primario, produciéndose así el funcionamiento normal.

Para desembragar, cuando se necesita realizar un cambio de velocidad, basta pisar el pedal de embrague (5) (fig. 1.35D) que acciona el relé *(C_3)*. Esta acción interrumpe totalmente el paso de la corriente a la bobina y anula la acción magnética de la corona, que libera el acoplamiento de la armadura y, por tanto, la transmisión a la caja de cambios.

Como el consumo de este circuito es grande y con el fin de aliviar un poco el consumo de la batería, ésta es ayudada introduciendo corriente al circuito directamente desde el generador (6) sin interceptar el circuito de carga.

1.5.3 *Ventajas de este tipo de embrague*

Este embrague tiene la ventaja de que no tiene rozamientos y por tanto las falsas maniobras no tienen efecto destructor. No exige regulación posterior y su vida útil es muy superior a la del vehículo.

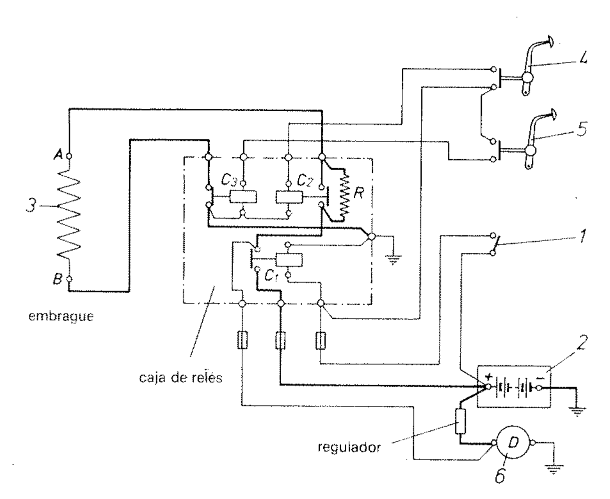


Fig. 1.35A Circuito de mando de un embrague electromagnético.

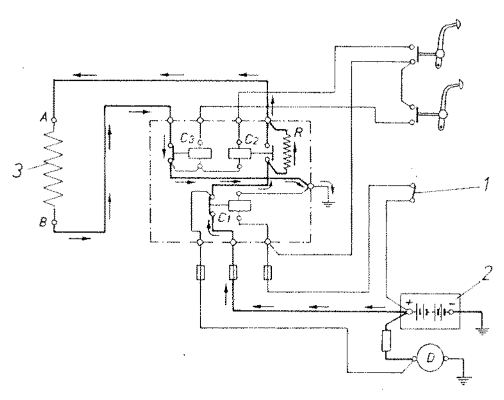


Fig. 1.35B Esquema del circuito funcionando a ralentí.

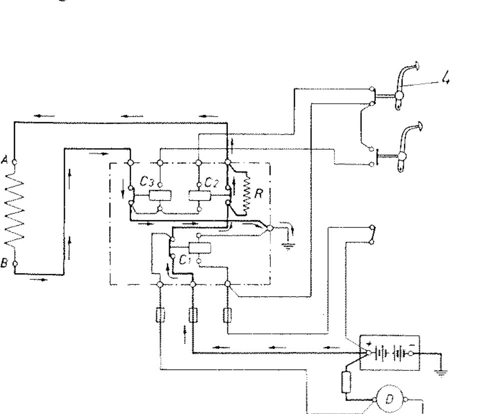


Fig. 1.35C Esquema del circuito funcionando a plena carga.

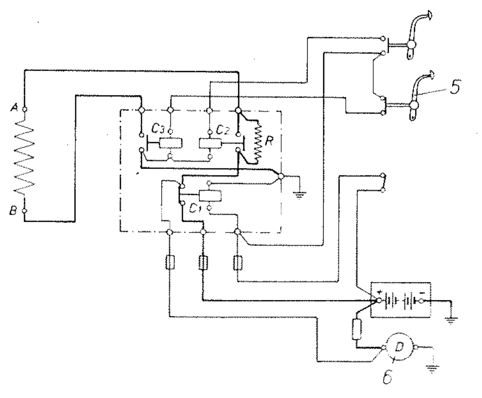


Fig. 1.35D Esquema del circuito al cambiar la velocidad.

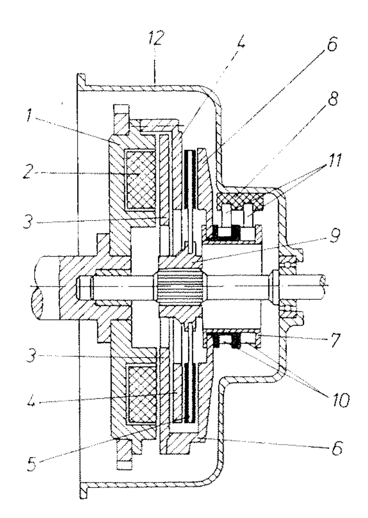


Fig. 1.36 Embrague de fricción con accionamiento electromagnético.

1.6 Embrague de fricción con accionamiento electromagnético

Este tipo de embrague funciona por el sistema tradicional de disco de fricción, pero *sustituye el mecanismo de presión a base de muelles o diafragma por la acción de un electroimán.*

1.6.1 *Constitución del embrague*

Esta constituido (fig. 1.36) por un volante (1), en cuyo interior se aloja la bobina de excitación (2); una armadura (3) es arrastrada por el volante gracias a tres lengüetas flexibles que permiten la aproximación de ambos cuando el electroimán está excitado. Unido al volante lleva un plato intermediario (4), cuya cara posterior sirve de apoyo al disco de fricción (5) montado sobre un casquillo ranurado (9) y acoplado al árbol primario de la caja de cambios. Un segundo plato (6), fijo sobre la armadura (3), se acopla a presión sobre la otra cara del disco cuando la armadura es atraída por el volante.

Este plato (6) lleva solidario un manguito (7) con dos anillos rozantes (10), por donde toma corriente la bobina a través de dos escobillas (11), montadas en un porta-escobillas (8) sujeto al soporte envolvente del volante (12).

1.6.2 *Esquema de mando y funcionamiento eléctrico*

La mayor o menor atracción del volante sobre la armadura depende de la corriente suministrada a la bobina del electroimán, permitiendo un acoplamiento progresivo del disco sobre las dos superficies de contacto.

Al cerrar el interruptor de encendido (1) (fig. 1.37), la corriente procedente de la batería (2) acciona el relé *(C_1)*, con lo que, a través del contacto del relé *(C_2)*, pasa a la bobina (3) del embrague, retornando a masa a través de la resistencia *(R)*. En este momento, la atracción magnética sobre la armadura es débil, correspondiendo al funcionamiento de ralentí del motor.

Al pisar el acelerador (4) se excita el relé C_3, con lo que se elimina la resistencia del circuito, por lo cual la acción del campo magnético en la bobina es mayor, al ser mayor la intensidad de corriente que llega a la misma, realizándose así el acoplamiento total de embragado.

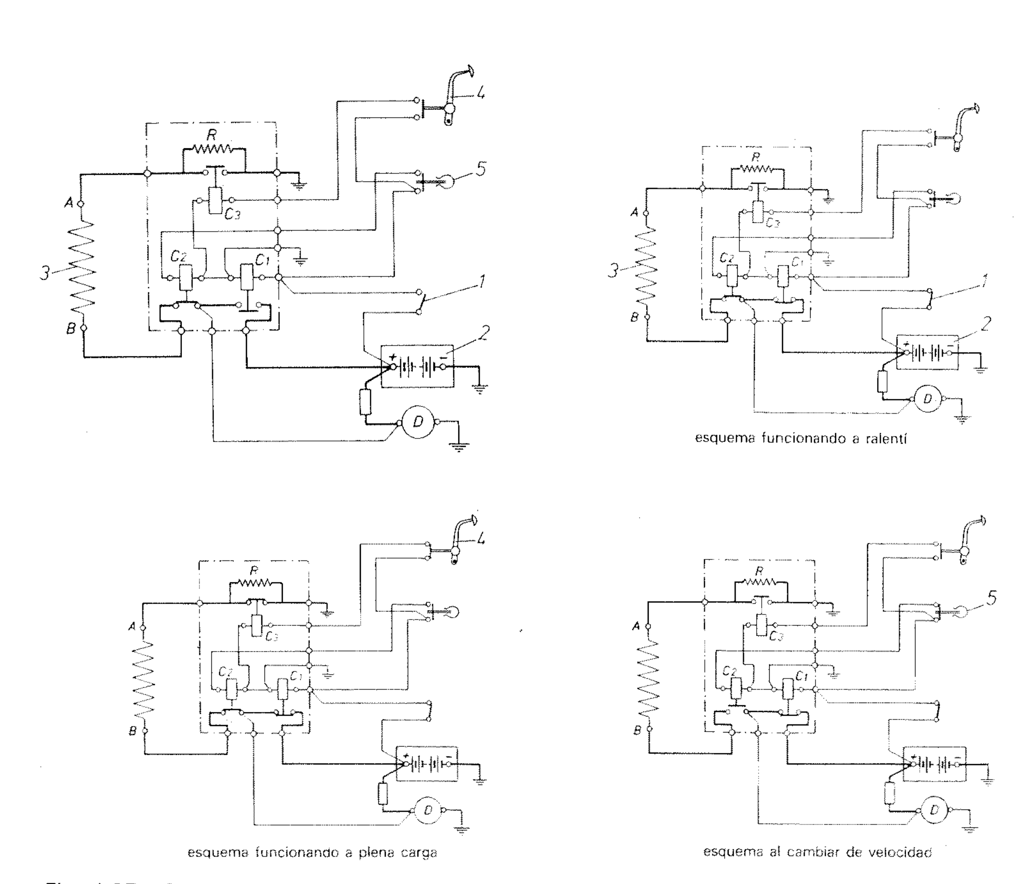


Fig. 1.37 Circuito de mando eléctrico de un embrague de fricción electromagnético.

Para efectuar el cambio de velocidades, al accionar la palanca de cambios, se cierra el interruptor (5) acoplado a ella, dando corriente al relé *(C_2)* que, al activarse, corta la corriente al electroimán quedando desembragado. Al soltar la palanca de cambios, se abre el interruptor (5) y se corta nuevamente la corriente al relé *(C_2)* que, al desactivarse, vuelve a dar corriente al circuito que alimenta a la bobina para el embragado.

Como en todos estos circuitos, la corriente de alimentación procedente de la batería es reforzada por corriente directa del generador para aliviar el gran consumo en la misma.

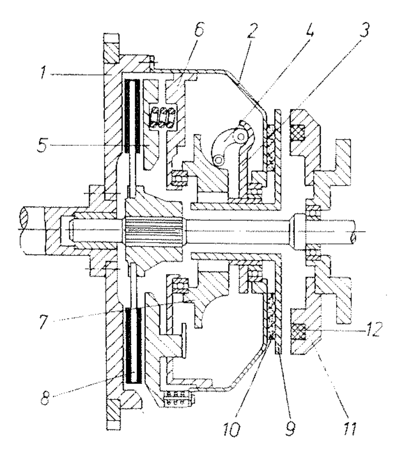


Fig. 1.38 Embrague mixto Grabina.

1.7 **Embrague mixto**

Este tipo de embrague es gobernado por dos mandos. Uno de ellos automático y de *accionamiento centrífugo,* que depende del régimen del motor, el cual queda desembragado cuando el motor funciona a ralentí y efectúa el arranque progresivo cuando se acelera el motor. El segundo mando de *accionamiento eléctrico* está subordinado a la voluntad del conductor, que permite el embragado y desembragado en cualquier circunstancia y a cualquier régimen del motor.

1.7.1 *Constitución del embrague*

El conjunto de *embrague automático* (fig. 1.38) con desembragado magnético, está formado por los siguientes elementos:

— *Una tapa soporte* (2), que se fija al volante de inercia (1) por medio de tornillos y que aloja al conjunto de mecanismos que componen el embrague.

— *Un conjunto de contrapesos de acción automática* (3), accionado por efecto de la fuerza centrífuga y montado sobre rodamientos a bolas, que desplaza a las pesas y palancas (4).

— *Un conjunto de presión,* compuesto por el plato de presión (5) y el plato de arrastre desplazable (6), sobre el que se apoya la leva de accionamiento (7). Entre el plato de presión (5) y el volante de inercia (1) va situado el disco de embrague (8) del tipo de fricción.

— *Un conjunto de desembrague compuesto por:* una armadura de desembragado (9) con una guarnición o forro de fricción (10) y un núcleo magnético (11), en el que va incorporada la bobina (12) alimentada por corriente de la batería a través de un interruptor situado en la palanca de cambios.

1.7.2 *Funcionamiento*

El conjunto permanece desembragado cuando el motor gira a ralentí y funciona automáticamente al pisar el acelerador, o sea cuando el motor va tomando revoluciones. La acción centrífuga de las masas (4), al actuar sobre la leva (7), hace el acoplamiento de embragado.

Para cambiar de velocidad basta accionar el interruptor, acoplado a la palanca de cambios, que facilita el paso de la corriente a la bobina a través de un relé. El electroimán creado en la armadura (11) atrae a la placa (9), dejando libre la acción centrífuga de los contrapesos y quedando por tanto desembragado. Al soltar la palanca de cambios y quedar sin corriente el electroimán, el soporte (9) vuelve a su sitio, con lo cual la acción centrífuga de las pesas acopla inmediatamente el embrague.

Cuando el conductor frena e, incluso, cuando detiene el vehículo sin sacar la velocidad, no hay riesgo de que el motor se cale, ya que la deceleración producida en el vehículo reduce el régimen del motor y, por tanto, la acción del conjunto centrífugo que, al quedar el motor a ralentí, queda desembragado.

CUESTIONARIO

1.1 ¿Qué misión cumple el embrague en un vehículo?
1.2 ¿Qué elementos básicos intervienen en un embrague de fricción?
1.3 Constitución y características de un disco de embrague.
1.4 ¿Cómo se transmite el movimiento en un embrague de fricción?
1.5 Tipos de embragues y diferencias esenciales entre ellos.
1.6 ¿Qué misión cumplen los muelles o diafragma en el embrague?
1.7 ¿Qué averías más frecuentes suelen producirse en los embragues de fricción y cómo se corrigen?

1.8 ¿Por qué es necesario mantener el reglaje en el recorrido libre del pedal?
1.9 ¿Cómo se efectúa el reglaje del embrague sobre vehículos?
1.10 ¿Qué comprobaciones deben efectuarse en los embragues al desmontarlos?
1.11 ¿Cómo se comprueba que los ferodos de un disco están desgastados?
1.12 ¿En qué se basa el funcionamiento de un embrague hidráulico?
1.13 ¿Qué elementos componen un embrague hidráulico?
1.14 Diferencias esenciales entre un embrague hidráulico y un embrague de fricción.
1.15 Ventajas e inconvenientes que presentan los embragues hidráulicos.
1.16 Características esenciales de un embrague electromagnético.
1.17 Tipos de embragues de funcionamiento electromagnético y diferencias entre ellos.
1.18 Características de un embrague de fricción con mando electromagnético.
1.19 ¿Cómo se efectúa el embragado y desembragado en un embrague magnético?
1.20 ¿Cómo funciona el embrague mixto?

EJERCICIOS A REALIZAR

1.º En un sistema de mando hidráulico como el representado en la figura 1.39A, se aplica una fuerza en el pedal de 2 kgf. Calcular la fuerza de desembrague ejercida sobre la maza.

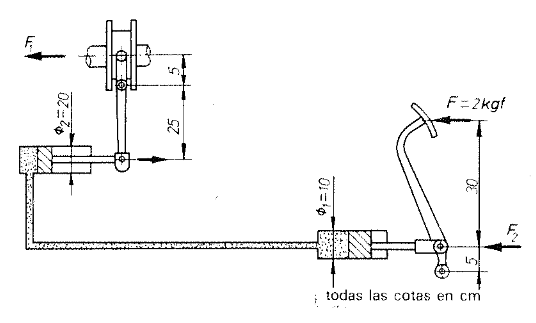


Fig. 1.39A

2.º Suponiendo, en el ejercicio anterior, que el disco de embrague (fig. 1.39B) tiene unas medidas de ferodos de 30 y 20 cm de diámetro respectivamente, con un coeficiente de adherencia de 0,7 y un reparto de cargas sobre 9 muelles, calcular la presión específica que ejerce cada muelle y el par motor que el embrague es capaz de transmitir.

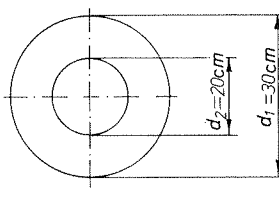


Fig. 1.39B

3.º Un embrague de dos discos de fricción posee unas guarniciones de 380 y 200 mm de diámetro respectivamente. ¿Cuál es el par de torsión a transmitir, para una fuerza de contacto de 400 kgf y un coeficiente de adherencia de 0,6?

4.º Un motor capaz de desarrollar una potencia al freno de 60 CV a 4 000 r. p. m. se le aplica un disco de embrague que tiene un diámetro medio de 350 mm con una superficie de acoplamiento de 550 cm^2 y un coeficiente de adherencia de 0,85. Calcular:

1.º El número de muelles a colocar para que la presión específica en cada uno de ellos sea inferior a 0,02 kgf/cm^2.
2.º Siendo la reducción de palancas en el mando mecánico de 1/3 y 1/4 respectivamente, hallar la fuerza que hay que ejercer en el pedal para accionar el embrague.
3.º Calcular la relación de diámetros entre bomba y bombín que habría que colocar para reducir el esfuerzo en el pedal a 1 kgf.

5.º A un motor capaz de transmitir un par máximo en el volante de 15 kgf · m a 4 000 r. p. m., se le acopla un embrague hidráulico con un diámetro medio de giro en los álabes de 30 cm. Calcular:

1.º La cantidad de aceite que tiene que mover para desarrollar la energía necesaria (densidad del aceite 0,82).
2.º La pérdida de energía por resbalamiento en el arranque, suponiendo un ralentí de 800 r. p. m.

6.º Con la energía perdida en el ejercicio anterior por resbalamiento, calcular la temperatura alcanzada por el aceite, suponiendo éste a una temperatura inicial de 20 °C y un calor específico en el aceite de 0,85 calorías/g °C.

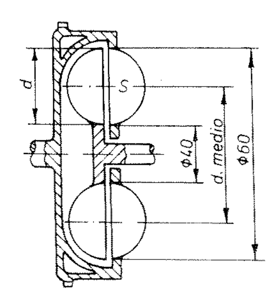


Fig. 1.40

7.º Un embrague hidráulico (fig. 1.40) está formado por dos semicoronas toroidales de 60 y 40 cm de diámetro respectivamente, está acoplado a un motor que gira a 3 000 r. p. m. Calcular:

1.º El volumen de líquido que desplaza.
2.º La energía capaz de transmitir, siendo la densidad del aceite de 0,95.
3.º La potencia al freno y par motor desarrollados a esas revoluciones.

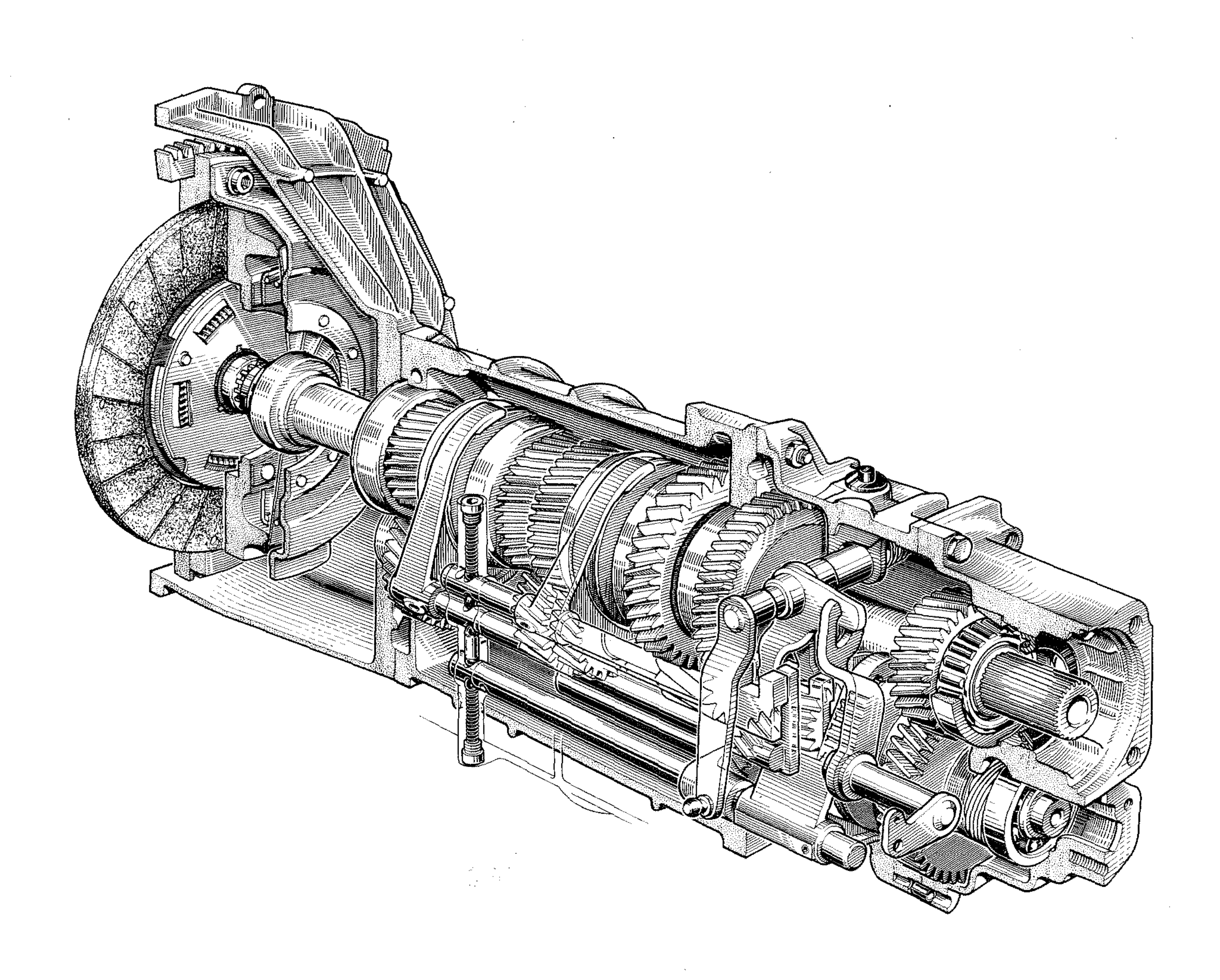
8.º Dibujar el esquema de un circuito de mando eléctrico para un embrague electromagnético.

9.º Dibujar el esquema de un circuito de mando eléctrico, para un embrague de fricción con mando electromagnético.

10.º Un embrague electromagnético tiene que arrastrar un par resistente máximo de 30 kgf · m a 4 000 r. p. m. Calcular:

1.º La potencia que tiene que tener el electroimán en vatios.
2.º La corriente que tiene que suministrar la batería.
3.º La corriente consumida a ralentí suponiendo que este gira a 800 r. p. m.
4.º La resistencia que hay que intercalar en el circuito de mando, para reducir la corriente en el funcionamiento a ralentí.

2. Estudio de la caja de cambios



OBJETIVOS

— *Comprender la necesidad de la caja de cambios en un vehículo.*
— *Familiarizar al alumno con las distintas cajas de cambio empleadas en la actualidad.*
— *Conocer la constitución y funcionamiento de las mismas.*
— *Estudiar los engranajes y sus relaciones de transmisión.*
— *Determinar cómo se calculan las relaciones de desmultiplicación en una caja de cambios, en función de la potencia del motor y el movimiento del vehículo.*
— *Establecer las averías que pueden producirse en las cajas de cambio y la comprobación y reparación de las mismas.*

EXPOSICIÓN DEL TEMA

2.1 Misión de la caja de cambios

La *caja de cambios* es un elemento de transmisión que se interpone entre el motor y las ruedas para modificar el número de revoluciones de las mismas e invertir el sentido de giro cuando las necesidades de la marcha así lo requieran. Actúa, por tanto, como *transformador de velocidad* y *convertidor mecánico de par.*

Como el par motor se transmite a las ruedas y origina en ellas una fuerza de impulsión que vence la resistencia que se opone al movimiento, la potencia transmitida debe ser igual, en todo momento, a la potencia absorbida en llanta; es decir:

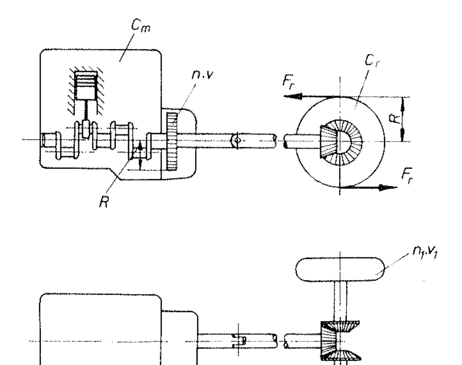
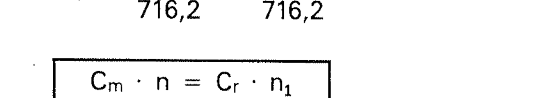


Fig. 2.1 Transmisión directa.

$$W_f = \frac{C_m \cdot n}{716{,}2} = \frac{C_r \cdot n_1}{716{,}2}$$



$$\boxed{C_m \cdot n = C_r \cdot n_1} \qquad [2.1]$$

C_m = par desarrollado por el motor
C_r = par resistente en las ruedas
n = número de revoluciones en el motor
n_1 = número de revoluciones en las ruedas

Si no existiera caja de cambios (fig. 2.1) el número de revoluciones del motor *(n)* se transmitiría íntegramente a las ruedas ($n = n_1$), con lo cual el par a desarrollar por el motor *(C_m)* sería igual al par resistente en las ruedas *(C_r).*

Según esto, si en un momento dado el par resistente aumentara, habría que aumentar igualmente la potencia del motor para mantener la igualdad $C_r = C_m$. En tal caso, se debería contar con un motor de una potencia exagerada, capaz de absorber en cualquier circunstancia los diferentes regímenes de carga que se originan en las ruedas durante un desplazamiento.

La caja de cambios, por tanto, se dispone en los vehículos para obtener, por medio de engranajes, el par motor necesario en las diferentes condiciones de marcha, aumentando el par de salida a cambio de reducir el número de revoluciones en las ruedas. Con la caja de cambios se logra mantener, dentro de unas condiciones óptimas, la potencia desarrollada por el motor.



2.2 Relación de transmisión

Según la expresión [2.1], los *pares de transmisión son inversamente proporcionales al número de revoluciones:*

$$\boxed{\frac{C_r}{C_m} = \frac{n}{n_1} = R_c} \qquad [2.2]$$

Por tanto, la relación (n/n_1) es la desmultiplicación que hay que aplicar en la caja de cambios para obtener el aumento de par necesario en las ruedas, que está

en función de los diámetros de las ruedas dentadas que engranan entre sí o del número de dientes de las mismas.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 1

Un motor de 90 CV al freno que gira a 5 000 r. p. m., tiene que vencer un par resistente en las ruedas de 46,4 kgf · m. Calcular el número de revoluciones obtenidas en las ruedas para mantener la potencia constante y la relación que debe tener la caja de cambios para obtener el par necesario en las mismas.

Solución:

El par transmitido por el motor es:

$$C_m = \frac{716{,}2 \cdot W_f}{n} = \frac{716{,}2 \times 90}{5\,000} = 12{,}9 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

Según la expresión [2.2] el número de revoluciones en las ruedas es:

$$n_1 = \frac{C_m \cdot n}{C_r} = \frac{12{,}9 \times 5\,000}{46{,}4} = 1\,390 \text{ r. p. m.}$$

La relación de la caja de cambios que debe acoplarse es:

$$R_c = \frac{n}{n_1} = \frac{5\,000}{1\,390} = 3{,}59$$

$$R_c = 3{,}59/1$$

La relación de desmultiplicación *(R_c)* puede calcularse también en función de la velocidad del vehículo y la fuerza de impulsión que es preciso aplicar en el desplazamiento para mantener la potencia del motor.

Como se sabe, el trabajo desarrollado por un móvil en movimiento es:

$$T = F \cdot e$$

y también:

$$W = \frac{T}{t} = \frac{F \cdot e}{t} = F \cdot v$$

Por tanto, para una misma potencia en diversas condiciones de marcha se tiene:

$$W_f = F_{i_1} \cdot v_1 = F_{i_2} \cdot v_2 = F_{i_3} \cdot v_3 \ldots$$

de donde se deduce que las *velocidades a desarrollar son inversamente proporcionales a las fuerzas de impulsión aplicadas a las ruedas* durante el desplazamiento:

$$\boxed{\frac{F_{i_2}}{F_{i_1}} = \frac{v_1}{v_2} = R_c} \qquad [2.3]$$

EJEMPLO RESUELTO

Problema 2

Un vehículo que circula a 80 km/h desarrolla una potencia en las ruedas de 60 CV. Al subir una pendiente su par resistente aumenta en un 60 %. Calcular la velocidad del vehículo en la cuesta y la relación de desmultiplicación que se debe acoplar.

Solución:

La velocidad del vehículo en m/s es:

$$v = \frac{80 \times 1\,000}{3\,600} = 22{,}2 \text{ m/s}$$

La fuerza de impulsión en marcha normal vale:

$$F_1 = \frac{W_f}{v} = \frac{60 \times 75}{22{,}2} = 202{,}7 \text{ kgf}$$

La fuerza resistente en la pendiente vale, según el enunciado:

$$F_r = F_1 + 0{,}6 \cdot F_1 = 202{,}7 + 0{,}6 \times 206{,}7 = 324{,}3 \text{ kgf}$$

Por tanto, la velocidad de las ruedas se reduce a:

$$v_1 = \frac{W_f}{F_r} = \frac{60 \times 75}{324{,}3} = 13{,}88 \text{ m/s}$$

La relación de desmultiplicación que debe acoplarse es:

$$R_c = \frac{v}{v_1} = \frac{22{,}2}{13{,}88} = 1{,}6$$

$$R_c = 1{,}6/1$$

2.3 Cálculo de velocidades para una caja de cambios

Para calcular las distintas relaciones de desmultiplicación que se deben acoplar en una caja de cambios, hay que establecer las mismas en función del par máximo transmitido por el motor, ya que dentro de este régimen es donde se obtiene la mayor fuerza de impulsión en las ruedas. Para ello, basta representar en un sistema de ejes coordenados (fig. 2.2A) las revoluciones máximas del motor, que están relacionadas directamente con la velocidad obtenida en las ruedas en función de su diámetro y la reducción efectuada en el puente.

Siendo n el número de revoluciones máximas del motor y n_1 el número de revoluciones al cual se obtiene el par de transmisión máximo del motor (par motor máximo), dentro de ese régimen deben establecerse las sucesivas desmultiplicaciones en la caja de cambios. Entre estos dos límites (n y n_1) se obtiene el régimen máximo y mínimo en cada desmultiplicación para un funcionamiento del motor a pleno rendimiento.

Según esto, las desmultiplicaciones que hay que aplicar a la caja de cambios obtenidas del diagrama (fig. 2.2A) son las siguientes:

Límite superior	*Límite inferior*
1.ª velocidad $= \frac{v_5}{v_2}$	1.ª velocidad $= \frac{v_4}{v_1}$
2.ª velocidad $= \frac{v_5}{v_3}$	2.ª velocidad $= \frac{v_4}{v_2}$
3.ª velocidad $= \frac{v_5}{v_4}$	3.ª velocidad $= \frac{v_4}{v_3}$
4.ª velocidad $= \frac{v_5}{v_5}$	3.ª velocidad $= \frac{v_4}{v_4}$

Los trazos gruesos indican las zonas de máxima y mínima velocidad en cada desmultiplicación, funcionando el motor dentro de su régimen de máximo rendimiento.

v_5 = velocidad máxima para n revoluciones.

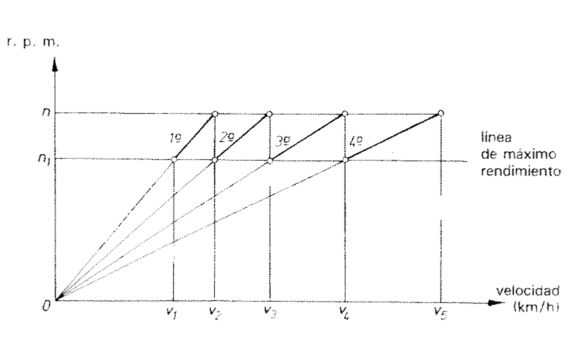


Fig. 2.2A Diagrama para el cálculo de velocidades en la caja de cambios.

- EJERCICIO RESUELTO

Problema 3

Un motor, cuya potencia máxima se obtiene a 6 000 r. p. m., está acoplado a un vehículo que alcanza una velocidad en directa de 120 km/h y que transmite su par máximo a 4 000 r. p. m. Calcular las relaciones de desmultiplicación que se deben colocar en la caja de cambios para obtener el máximo rendimiento del motor.

Solución:

Llevando los datos obtenidos en el motor y la velocidad alcanzada por el vehículo a un sistema de ejes coordenados, se obtiene (fig. 2.2B):

1.ª velocidad = 120/38 = 3,16/1

2.ª velocidad = 120/55 = 2,18/1

3.ª velocidad = 120/80 = 1,5/1

4.ª velocidad = 120/120 = 1/1

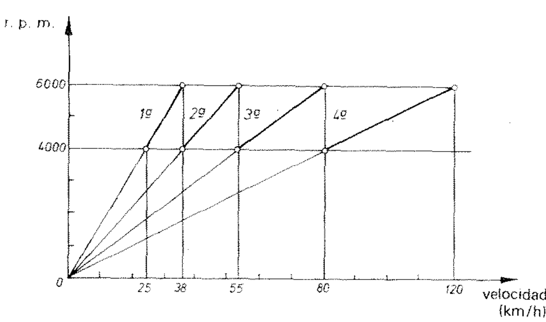
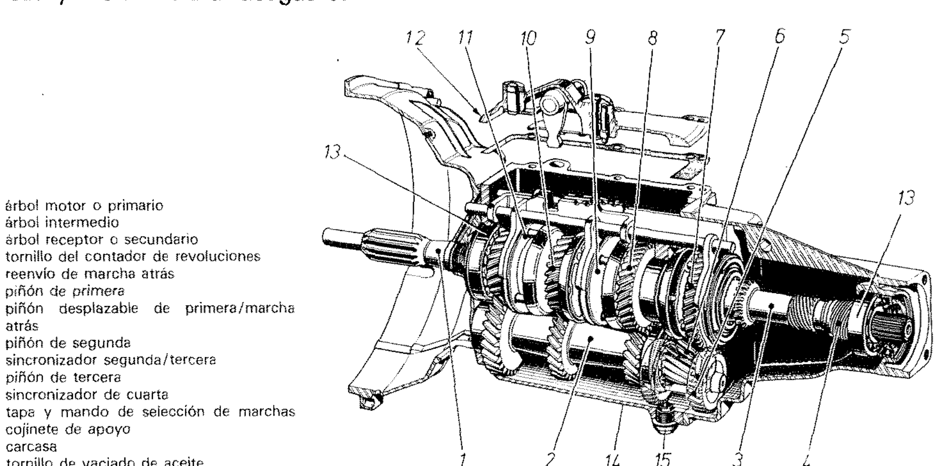


Fig. 2.2B

2.4 Caja de cambios de engranajes paralelos

Esta caja de cambio es la más utilizada en la actualidad para vehículos de serie, por su sencillo diseño y funcionamiento.

Está constituida (fig. 2.3A) por una serie de piñones de acero al carbono, que se obtienen por estampación en forja y sus dientes tallados en máquinas especiales, con un posterior tratamiento de temple y cementación para obtener la máxima dureza y resistencia al desgaste.



1 árbol motor o primario
2 árbol intermedio
3 árbol receptor o secundario
4 tornillo del contador de revoluciones
5 reenvío de marcha atrás
6 piñón de primera
7 piñón desplazable de primera/marcha atrás
8 piñón de segunda
9 sincronizador segunda/tercera
10 piñón de tercera
11 sincronizador de cuarta
12 tapa y mando de selección de marchas
13 cojinete de apoyo
14 carcasa
15 tornillo de vaciado de aceite

Fig. 2.3A Caja de cambios sincronizada.

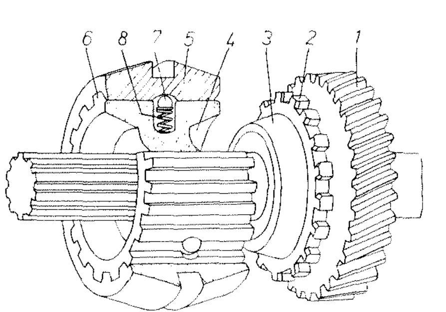
Estos piñones, acoplados en pares de transmisión, van montados sobre unos árboles paralelos (1), (2) y (3) que se apoyan sobre cojinetes (13) en el interior de una carcasa (14), que suele ser de fundición gris o aluminio y sirve de alojamiento a los piñones y demás dispositivos de accionamiento, así como de recipiente para el aceite de lubricación de los mismos.

Los piñones, engranados en toma constante para cada par de transmisión, son de dientes helicoidales, que permiten un funcionamiento más silencioso y una mayor superficie de contacto, con lo cual, al ser menor la presión que sobre ellos actúa, se reduce el desgaste en los mismos. Los números de dientes del piñón conductor y del conducido son primos entre sí, para repartir el desgaste por igual entre ellos y evitar vibraciones en su funcionamiento.

2.4.1 *Funcionamiento y relación de engranajes*

En estas cajas, actualmente sincronizadas, el acoplamiento entre cada par de transmisión se obtiene por desplazamiento de un dispositivo llamado *sincronizador* (fig. 2.3B) montado sobre el estriado del árbol secundario.

Cuando se selecciona una velocidad, se desplaza axialmente el sincronizador, cuya bola (7) y muelle fiador (8) hacen desplazar el conjunto hasta su acoplamiento



1 engranaje
2 dentado piñón de arrastre
3 cono de acoplamiento
4 cono interior del desplazable
5 desplazable
6 piñón interior
7 bola del fiador
8 muelle del fiador

Fig. 2.3B Sincronizador.

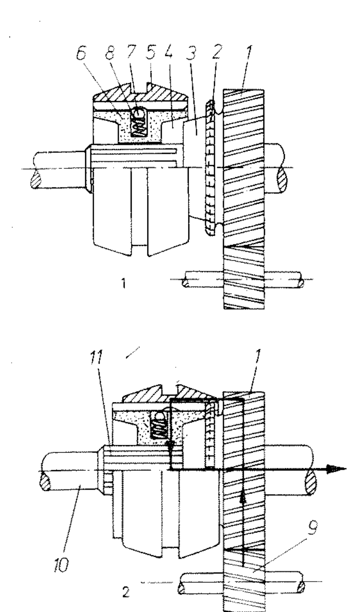


Fig. 2.3C Posiciones del sincronizador: 1, desacoplado; 2, acoplado.

con el piñón correspondiente (fig. 2.3C), que gira loco en su eje por el movimiento que recibe del árbol intermediario. El acoplamiento de los conos de fricción (3) y (4) hace que las velocidades de giro entre piñón y árbol se igualen, acoplándose el dentado del desplazable (5) con el piñón de arrastre (2). Entonces la transmisión se realiza desde el piñón intermediario (9) al piñón secundario (1) y de éste al sincronizador que da movimiento al árbol secundario (10) a través de su estriado (11).

Según el par de transmisión seleccionado por acoplamiento del sincronizador correspondiente (fig. 2.4A), se obtienen las distintas velocidades en la caja de cambios, cuyo movimiento se transmite desde el primario al árbol intermediario y de éste al árbol secundario, a través del sincronizador acoplado en la velocidad seleccionada. La relación obtenida en cada par de piñones engranados viene dada por la fórmula:

$$\text{Relación de transmisión} = \frac{\text{piñón conducido}}{\text{piñón conductor}} \qquad [2.4]$$

y está en función del número de dientes de los piñones acoplados.

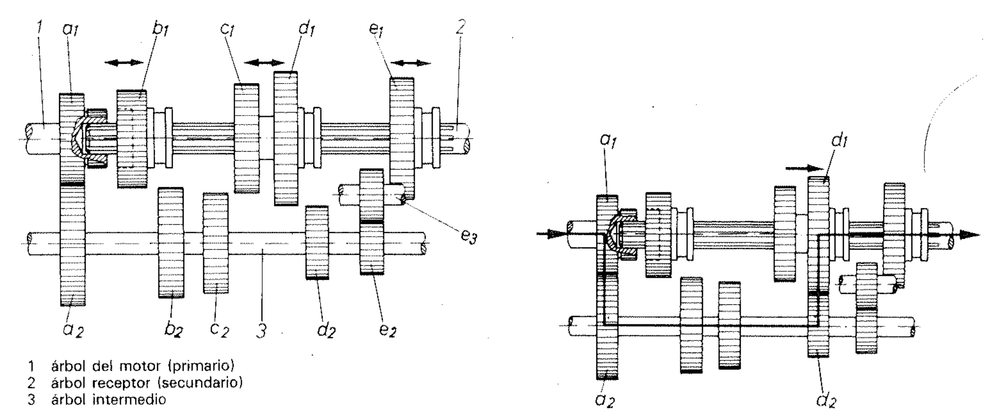


Fig. 2.4A Esquema de una caja de cambios.

Fig. 2.4B Acoplamiento en la primera velocidad.

— *Primera velocidad.*

Se obtiene (fig. 2.4B) por la desmultiplicación constante entre el primario *(a_1)* y el piñón intermediario *(a_2)*, con la obtenida al acoplar el par de engranes correspondientes a esta velocidad *(d_1 y d_2)*, resultando:

$$R_c \text{ en 1.ª velocidad} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{d_1}{d_2} \qquad [2.5A]$$

— *Segunda velocidad*

Por la misma razón, se obtiene al acoplar los piñones *(c_1 y c_2)* (fig. 2.4C), resultando:

$$R_c \text{ en 2.ª velocidad} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{c_1}{c_2} \qquad [2.5B]$$

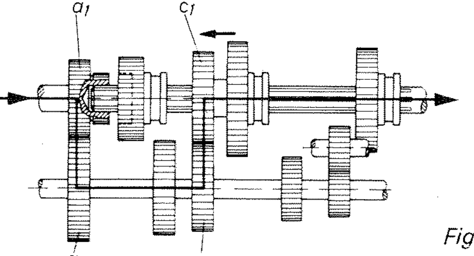


Fig. 2.4C Acoplamiento en la segunda velocidad.

— *Tercera velocidad.*

Se obtiene (fig. 2.4D) por desplazamiento del sincronizador correspondiente para el acoplamiento sobre el árbol secundario de los piñones *(b_1 y b_2)*, resultando:

$$R_c \text{ en 3.ª velocidad} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{b_1}{b_2} \qquad [2.5C]$$

— *Directa.*

Se logra (fig. 2.4E) por el acoplamiento directo del árbol secundario con el árbol primario a través del sincronizador de 3.ª y 4.ª, con lo que, al no existir reducción por pares de engranajes, se obtienen a la salida de la caja de cambios las mismas revoluciones del motor, resultando:

$$R_c \text{ en directa} = 1/1 \qquad [2.5D]$$

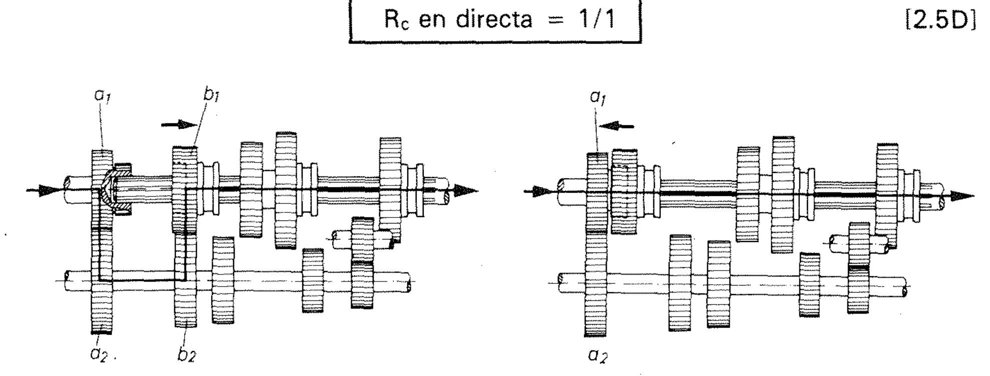


Fig. 2.4D Acoplamiento en la tercera velocidad.

Fig. 2.4E Acoplamiento en directa.

— *Marcha atrás.*

Se obtiene por acoplamiento con el par correspondiente (fig. 2.4F) de un piñón adicional *(e_3)* que gira loco en su eje y cuya misión es invertir el giro, no efectuando reducción alguna, resultando:

$$R_c \text{ en marcha atrás} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{e_3}{e_2} \cdot \frac{e_1}{e_3} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{e_1}{e_2} \qquad [2.5E]$$

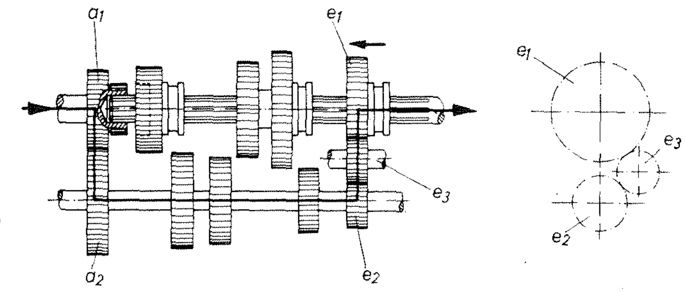


Fig. 2.4F Acoplamiento de marcha atrás.

EJERCICIOS RESUELTOS

Problema 4

Se supone que la caja de cambios representada en la figura 2.4A está constituida por unos pares de engranajes cuyo número de dientes en sus piñones es de:

$a_1 = 17$	$b_1 = 26$	$c_1 = 29$	$d_1 = 35$	$e_1 = 31$
$a_2 = 23$	$b_2 = 21$	$c_2 = 17$	$d_2 = 13$	$e_2 = 13$
				$e_3 = 15$

Con estos datos se pide hallar las relaciones de desmultiplicación que se producen.

$$1.^a \text{ velocidad} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{d_1}{d_2} = \frac{23}{17} \times \frac{35}{13} = \frac{3,64}{1}$$

$$2.^a \text{ velocidad} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{c_1}{c_2} = \frac{23}{17} \times \frac{29}{17} = \frac{2,31}{1}$$

$$3.^a \text{ velocidad} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{b_1}{b_2} = \frac{23}{17} \times \frac{26}{21} = \frac{1,67}{1}$$

4.ª velocidad (directa) = 1/1

$$\text{Marcha atrás} = \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{e_1}{e_2} = \frac{23}{17} \times \frac{31}{13} = \frac{3,23}{1}$$

Problema 5

La caja del ejercicio anterior se acopla a un vehículo cuyo motor de 60 CV desarrolla su par máximo a 4 000 r. p. m. y lleva montadas unas ruedas de 70 cm de diámetro. La reducción del puente es de 35/6. Se desea calcular:

1.° El par máximo que se obtiene en la transmisión a la salida de la caja de cambios y en las ruedas propulsoras.
2.° La velocidad desarrollada por el vehículo en cada reducción de la caja de cambios.

Solución:

El par máximo obtenido en el volante motor es de:

$$C_m = \frac{W_f \cdot 716,2}{n} = \frac{60 \times 716,2}{4\,000} = 10,74 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

El par máximo obtenido a la salida de la caja de cambios corresponde a la 1.ª velocidad, por ser la mayor reducción obtenida.

$$C'_m = C_m \cdot R_c = 10,74 \times 3,64 = 39,1 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

y teniendo en cuenta la reducción en el puente, el par obtenido en las ruedas es:

$$C''_m = C'_m \cdot R_p = 39,1 \times \frac{35}{6} = 228,1 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

La velocidad del vehículo en km/h es de:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n \cdot 60}{10^5 \cdot R_c \cdot R_p}$$

Por tanto, la velocidad en directa es igual a:

$$v_d = \frac{3,14 \times 70 \times 4\,000 \times 60}{10^5 \times 1 \times \frac{35}{6}} = 90,43 \text{ km/h}$$

Teniendo en cuenta las desmultiplicaciones en la caja, resulta para las restantes velocidades:

$$v_{1.^a} = \frac{v_d}{R_{c\,1.^a}} = \frac{90,43}{3,64} = 24,84 \text{ km/h}$$

$$v_{2.^a} = \frac{v_d}{R_{c\,2.^a}} = \frac{90,43}{2,31} = 39,17 \text{ km/h}$$

$$v_{3.^a} = \frac{v_d}{R_{c\,3.^a}} = \frac{90,43}{1,67} = 54,15 \text{ km/h}$$

$$v_{MA} = \frac{v_d}{R_{c\,MA}} = \frac{90,43}{3,23} = 28 \text{ km/h}$$

2.4.2 *Caja de cambios simplificada*

Muchos de los vehículos modernos están montados con *tracción directa a las ruedas;* o sea, con motor y propulsión trasera o motor y tracción delantera. En estos casos, la caja de cambios ataca directamente al sistema diferencial de las ruedas (fig. 2.5).

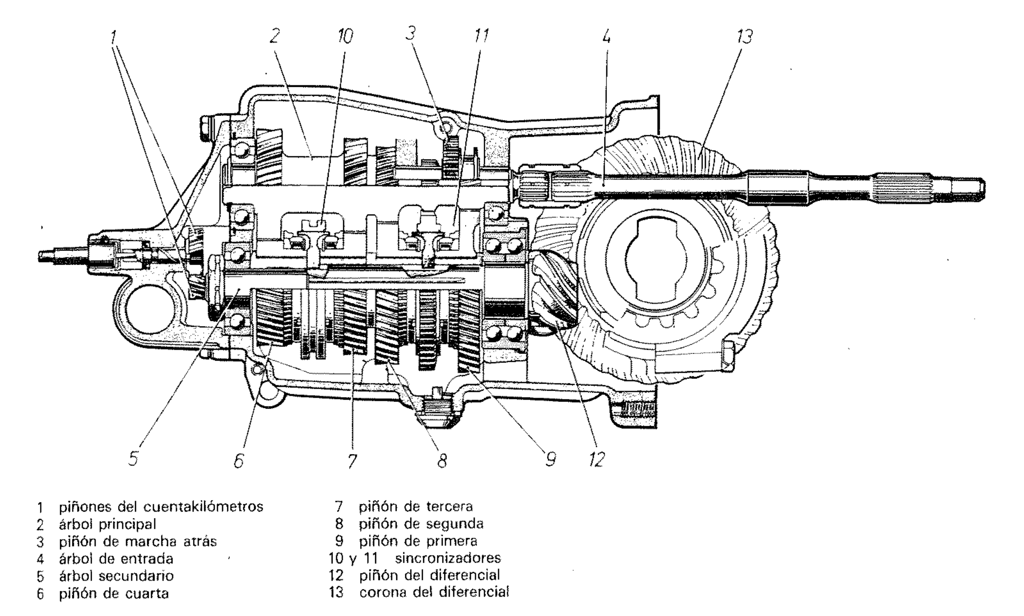


Fig. 2.5 Caja de cambios simplificada.

Está constituida por un tren de engranajes solidario al árbol primario (2) en toma constante con los piñones del árbol secundario (5), eliminando así el árbol intermediario. El movimiento se transmite desde el árbol primario al secundario, por medio de los cubos de sincronización (10) y (11) montados en este árbol, cuyo funcionamiento ya se ha estudiado. En este árbol secundario va montado el piñón de ataque (12) que engrana con la corona del diferencial (13) que da movimiento a las ruedas.

Este tipo de caja tiene la ventaja, además de su simplicidad —menor volumen y peso—, que la relación en directa se puede adaptar a las revoluciones que se deseen, al obtenerse por el acoplamiento de dos piñones. Suele fabricarse con una tercera velocidad muy próxima a la directa y una cuarta con un número de revoluciones superior a las del motor, con lo cual resulta una *superdirecta.*

2.4.3 *Mandos de la caja de cambios*

El desplazamiento de los cubos sincronizadores (4) para seleccionar las velocidades se realiza por medio de unas *horquillas* (3), acopladas a estos cubos (fig. 2.6) y sujetas a unas varillas (2) que se mueven impulsadas por la *palanca de cambios* (1).

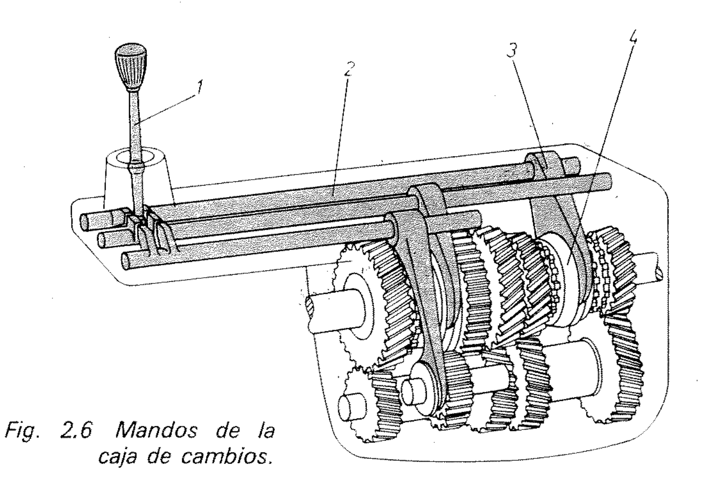
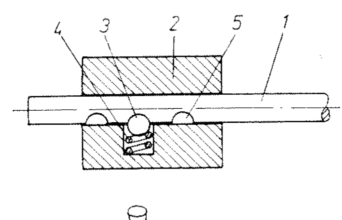


Fig. 2.6 Mandos de la caja de cambios.



Para evitar que las velocidades puedan salirse y permanezcan fijas en el lugar seleccionado, el mecanismo de mando situado en la tapa de la caja de cambios (fig. 2.7A) lleva un sistema de enclavamiento, a base de bolas de acero (3) y muelles (4) (fig. 2.7B), situados en un alojamiento de la tapa (2) y que presionan sobre unas escotaduras (5) practicadas en las varillas (1) que las mantienen fijas en su soporte por la presión que ejercen los muelles sobre la bola.

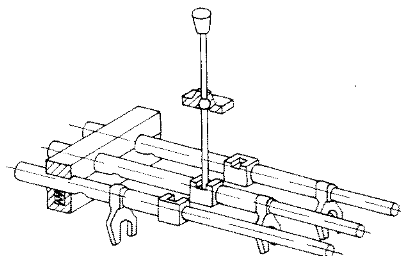
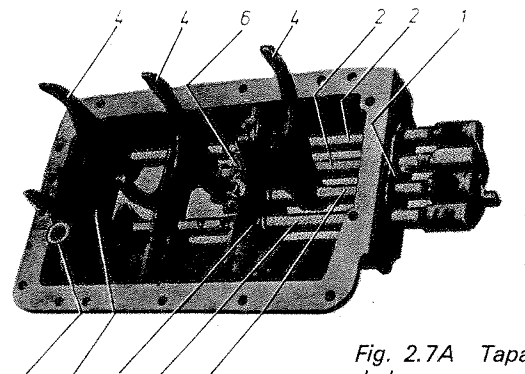


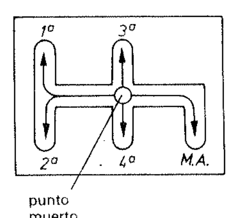
Fig. 2.7B Varillas de mando y detalle del enclavamiento.



1 placa de cierre ejes de horquillas
2 ejes de mando de las horquillas
3 alojamiento de retención de los ejes de horquillas
4 horquillas selectoras
5 palanca de mando marcha atrás
6 chapa de retención de muelles
7 canal de engrase

Fig. 2.7A Tapa y mandos de selección de velocidades.

Para seleccionar las velocidades correctamente y evitar la selección de una velocidad cuando otra esté metida, se coloca un dispositivo en la palanca de cambios. Éste consiste en una placa selectora (fig. 2.8), de forma que, para pasar de una velocidad a otra que no corresponda al mismo sincronizador, hay que pasar por punto muerto, lo que hace desacoplar la velocidad que estaba metida.



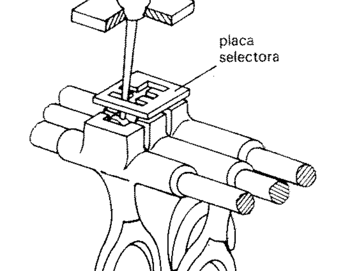


Fig. 2.8 Placa selectora y detalle de montaje.

2.4.4 *Averías y comprobaciones en la caja de cambios*

Los defectos o anomalías más frecuentes en las cajas de cambio, son los siguientes:

1. *Ruidos extraños.* Éstos pueden producirse por:

— Engranes desgastados.
— Cojinetes de apoyo con holgura.
— Descentrado de los ejes.
— Suciedad o residuos metálicos en el interior de la caja.
— Falta de nivel de aceite.

2. *Dureza en la selección de velocidades.* Puede producirse por:

— Endurecimiento de las varillas desplazables.
— Suciedad en ellas.
— Rotura de los muelles de enclavamiento.
— Mal reglaje del embrague.

3. *Desengrane de las velocidades.* Se produce por desgaste o rotura de los muelles fiadores de los desplazables.

4. *Velocidades que rascan.* La causa es el desgaste del sincronizador correspondiente.

5. *Pérdidas de aceite.* Éstas se producen por lo siguiente:

— Excesivo nivel del mismo.
— Juntas o retenes en mal estado.

Cualquiera de estos casos da lugar al desmontaje de la caja de cambios para su comprobación y reparación correspondiente. Al desmontarla se debe tener en cuenta lo siguiente:

— Vaciar el aceite.
— Marcar la posición de todas sus piezas, para montarlas posteriormente en el lugar correspondiente.
— Limpiar cuidadosamente todos sus elementos.

6. *Comprobaciones a realizar.* Son las siguientes:

— Comprobación de grietas en la carcasa.
— Desgaste en asiento de cojinetes.
— Holgura de rodamientos, que deben ser inferiores a 0,4 mm en sentido axial y 0,04 mm en sentido radial.
— Alineación de los trenes de engranajes, medidos entre puntos con un comparador. Descentrado máximo admisible 0,02 mm.
— Juego de acoplamiento entre engranajes. Para ello se hace girar juntamente y se pintan los flancos de los dientes para ver que el contacto se realiza en casi toda la superficie de los mismos. El juego máximo de acoplamiento debe ser de 0,2 mm. Si es superior se cambian los dos engranajes a la vez; nunca uno solo.
— Holgura de los desplazables en sus guías.
— Superficie de los conos de acoplamiento y engranes de los mismos en buen estado y sin desgaste apreciable.
— Las horquillas de mando no deben presentar deformaciones de ningún tipo.
— Los muelles y bolas fiadoras deben estar en perfecto estado.

Una vez comprobados sus elementos y sustituidas las piezas necesarias, se procede a su montaje, teniendo especial cuidado en colocar cada elemento en su sitio, lubricando con aceite las piezas a medida que se van acoplando y cuidando las tolerancias de montaje.

Una vez montada, se comprueba su perfecto funcionamiento haciéndola rodar en el banco de pruebas, verificando que todas las velocidades engranan suavemente y están exentas de ruidos.

El entretenimiento de una caja de cambios consiste simplemente en la revisión periódica de su nivel de aceite y el cambio del mismo cada 10 000 km.

2.4.5 *Aceites lubricantes para cajas de cambios*

Para la lubricación de engranajes en las cajas de cambios y puentes traseros se emplean aceites minerales clasificados dentro del grupo de las valvulinas SAE 80 y SAE 90, cuyas cualidades y características se determinan en la norma DIN 51 512.

2.4.5.1 *Requisitos que deben cumplir*

Los *aceites lubricantes* empleados en cajas de cambios y puentes traseros tienen que formar una película consistente entre los flancos de los dientes en contacto, cuya misión es reducir el rozamiento entre ellos y el desgaste subsiguiente. Esta película debe ser resistente a la compresión, para evitar que se rompa con las intensas presiones de trabajo.

Además, han de servir de elemento refrigerador y, durante las elevadas temperaturas de funcionamiento, no han de perder su poder lubricante. Tienen que ser también resistentes al frío, con objeto de que, en invierno, sean posibles una perfecta lubricación y el arranque del vehículo.

Deben ser resistentes a la corrosión, no atacar las juntas ni presentar exagerada tendencia a la formación de espuma.

2.4.5.2 *Aditivos para altas presiones*

Estos aceites llevan *diversos aditivos,* a base de azufre, cloro, plomo, fósforo, cinc y sus combinaciones. Estos productos proporcionan al aceite lubricante la necesaria resistencia a la compresión, de la que se hablaba en el apartado anterior.

Durante el funcionamiento, reaccionan químicamente por efecto de la temperatura y forman, sobre las superficies de rozamiento, una especie de capa de lubricante sólido que elimina, en parte, el roce entre ellas y proporciona gran suavidad de marcha.

2.4.5.3 *Aceites hipoides*

En cajas de cambios dotadas de *engranajes de tipo hipoide* —como las de cambio y diferencial integrados— se emplean aceites que presentan condiciones especiales de lubricación.

Debido a la especial forma de ataque, los engranajes hipoides presentan mayores presiones en los dientes y una solicitación especial de deslizamiento en los flancos. Por esta razón, se emplean aceites con aditivos especiales para altas presiones, del tipo anteriormente descrito.

2.4.5.4 *Aceites para rodaje de mecanismos hipoides*

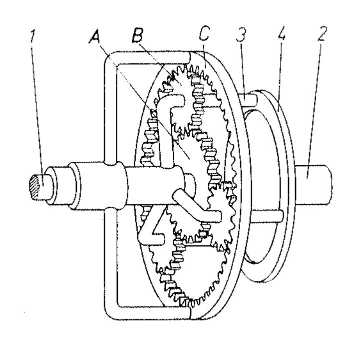
Los engranajes hipoides pueden tener pequeñas imprecisiones de forma en los dientes y también mínimas inexactitudes de montaje; a estos defectos hay que añadir posibles deformaciones en el temple que no pueden ser corregidas por rectificado posterior.

El contacto de los flancos de forma puntual y aislada significa una superficie portante o de apoyo excesivamente reducida, que trae consigo una presión exagerada sobre los dientes.

Para paliar estos inconvenientes, se emplean, durante cierto tiempo —llamado de rodaje— unos aceites con aditivos de características abrasivas que alisan los flancos de los dientes. Pasado el período de rodaje, el aceite de rodaje se sustituye por un aceite normal hipoide.

2.5 **Engranajes epicicloidales**

Las cajas de cambio automáticas están basadas en la transmisión y reducción de movimiento a través de trenes de *engranajes epicicloidales,* los cuales, como puede verse en la figura 2.9A, están formados por un piñón *(A)* llamado *planetario* que engrana con dos o tres piñones *(B)* llamados *satélites.* Estos piñones *(B)* llevan sus ejes de giro (3) unidos por medio de una placa (4) al árbol de transmisión (2) y engranan a su vez con una *corona (C)* dentada interiormente.



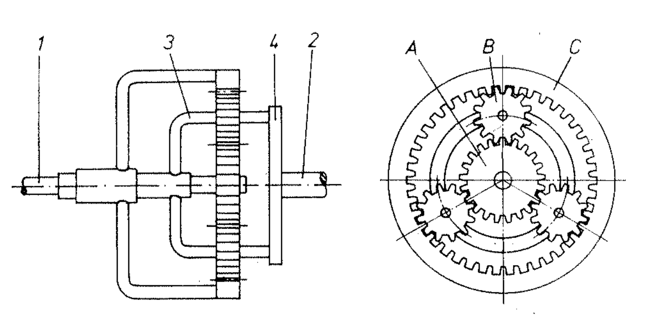


Fig. 2.9A Representación simplificada, en perspectiva y en vistas de un mecanismo planetario.

Estos tres componentes —*planetario, satélites* y *corona*— del tren epicicloidal pueden moverse libremente sin transmitir movimiento alguno, pero si se bloquea uno de los componentes, los restantes pueden girar, transmitiéndose el movimiento con la relación de transmisión resultante según la relación existente entre sus piñones. Si se bloquean dos de los componentes, el conjunto queda bloqueado, moviéndose todo el sistema a la velocidad de rotación recibida.

Mediante este sistema pueden conseguirse distintas reducciones, frenando y dando movimiento a los distintos componentes del tren epicicloidal. Si además, como ocurre en las cajas de cambio automáticas, se combinan varios trenes de engranajes con distintas reducciones entre ellos, se puede obtener una gama de velocidades que entran automáticamente al unir sus componentes de una forma fija o temporal, por medio de embragues de fricción y frenando el elemento correspondiente por medio de cintas de freno acopladas a las coronas.

2.5.1 *Relación de transmisión en los trenes epicicloidales*

La fórmula de *Willis* determina las velocidades angulares obtenidas en un tren de engranajes epicicloidales en función de sus tres componentes, relacionadas en la siguiente ecuación:

$$n_2 = \frac{1}{z_3 + z_1} (z_3 \cdot n_3 + z_1 \cdot n_1) \qquad [2.6]$$

n_1 = número de r. p. m. del planetario *A*
n_2 = número de r. p. m. del eje de acoplamiento de los satélites *B*
n_3 = número de r. p. m. de la corona *C*
z_1 y z_3 = número de dientes de la rueda planetaria y corona respectivamente

Teniendo en cuenta las distintas combinaciones que pueden realizarse en un tren de engranajes epicicloidales, al bloquear uno de sus componentes y dando movimiento a cualquiera de los tres componentes se obtienen las relaciones de transmisión que se estudian seguidamente.

2.5.1.1 *Planetario bloqueado*

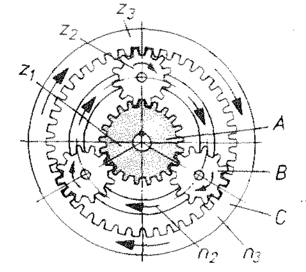


Fig. 2.9B Planetario bloqueado.

Para $n_1 = 0$, es decir, bloqueado el planetario *(A)* (fig. 2.9B), el movimiento de la corona *(C)* se transmite a los satélites *(B)* que ruedan sobre el planetario, produciendo un giro en el árbol de acoplamiento de los satélites del mismo sentido que la corona, con la reducción correspondiente. Al dar movimiento al eje de acoplamiento de los satélites, estos ruedan sobre el planetario *(A)* arrastrando en su giro a la corona *(C)*, que se mueve en la misma dirección y con la multiplicación correspondiente.

Dando valores a la fórmula de Willis, la relación de transmisión y el número de revoluciones obtenidas para este acoplamiento, son las siguientes, para $n_1 = 0$:

$$n_2 = \frac{1}{z_3 + z_1}(z_3 \cdot n_3) = \frac{z_3 \cdot n_3}{z_3 + z_1}$$

De donde, para la corona *(C)* conductora y los satélites *(B)* conducidos:

$$\boxed{\frac{n_3}{n_2} = 1 + \frac{z_1}{z_3} = R_1} \quad [2.7A] \qquad \boxed{n_2 = \frac{n_3}{R_1}} \quad [2.7B]$$

y para los satélites *(B)* conductores y la corona *(C)* conducida:

$$\boxed{\frac{n_2}{n_3} = \frac{z_3}{z_3 + z_1} = R_2} \quad [2.7C] \qquad \boxed{n_3 = \frac{n_2}{R_2}} \quad [2.7D]$$

EJERCICIO RESUELTO

Problema 6

Un tren de engranajes epicicloidales está formado por una corona y un planetario con 90 y 50 dientes respectivamente. Calcular la relación de transmisión y el número de revoluciones obtenidas al bloquear el piñón planetario y dar movimiento a la corona o satélites, respectivamente, a un régimen de 3 000 r. p. m.

Solución:

Dando movimiento a la corona, la relación de transmisión obtenida es:

$$R_1 = 1 + \frac{z_1}{z_3} = 1 + \frac{50}{90} = 1 + 0{,}555 = 1{,}555$$

El número de revoluciones en el eje de satélites es igual a:

$$n_2 = \frac{n_3}{R_1} = \frac{3\,000}{1{,}555} = 1\,929{,}3 \text{ r. p. m.}$$

Dando movimiento a los satélites, la relación obtenida es:

$$R_2 = \frac{z_3}{z_3 + z_1} = \frac{90}{90 + 50} = 0{,}643$$

con un número de revoluciones en la corona de:

$$n_3 = \frac{n_2}{R_2} = \frac{3\,000}{0{,}643} = 4\,665{,}6 \text{ r. p. m.}$$

2.5.1.2 *Satélites bloqueados*

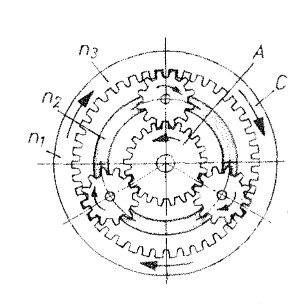


Fig. 2.9C Satélites bloqueados.

Para $n_2 = 0$, bloqueado el eje porta-satélites (2) (fig. 2.9A), al dar movimiento al planetario *(A)*, éste hace girar la corona *(C)* a través de los satélites *(B)* que giran sobre sus ejes, actuando de piñón intermedio entre ambos (fig. 2.9C). La corona, en este caso, gira en sentido contrario al producido por el planeta *(A)*.

Dando movimiento a la corona *(C)*, éste se transmite en las mismas condicio-

nes al planeta *(A)*, girando en sentido contrario a la corona. En este caso, la fórmula de Willis queda como sigue:

$$0 = \frac{1}{z_3 + z_1} (z_3 \cdot n_3 + z_1 \cdot n_1)$$

o sea

$$z_3 \cdot n_3 = -z_1 \cdot n_1$$

De donde, para *(A)* conductor y *(C)* conducida, se tiene:

$$\boxed{R_3 = \frac{n_1}{n_3} = -\frac{z_3}{z_1}} \qquad [2.8A]$$

$$\boxed{n_3 = -\frac{n_1}{R_3}} \qquad [2.8B]$$

y para *(C)* conductora y *(A)* conducido, se tiene:

$$\boxed{R_4 = \frac{n_3}{n_1} = -\frac{z_1}{z_3}} \qquad [2.8C]$$

$$\boxed{n_1 = -\frac{n_3}{R_4}} \qquad [2.8D]$$

El signo (—) indica que el giro en la transmisión es de sentido contrario al giro motriz.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 7

Calcular, con los datos del problema 5 y con los satélites bloqueados, las relaciones de transmisión y velocidades que se obtienen al dar movimiento al planetario o corona, respectivamente.

Solución:

1.º Dando movimiento al planetario *(A)*, la relación de transmisión y la velocidad obtenidas son:

$$R_3 = \frac{z_3}{z_1} = \frac{90}{50} = 1{,}8$$

$$n_3 = -\frac{n_1}{R_3} = -\frac{3\,000}{1{,}8} = -1\,666{,}7 \text{ r. p. m.}$$

2.º Dando movimiento a la corona *(C)*, la relación de transmisión y velocidad obtenidas son:

$$R_4 = \frac{z_1}{z_3} = \frac{50}{90} = 0{,}555$$

y

$$n_1 = -\frac{n_3}{R_4} = -\frac{3\,000}{0{,}555} = -5\,405{,}4 \text{ r. p. m.}$$

2.5.1.3 *Corona bloqueada*

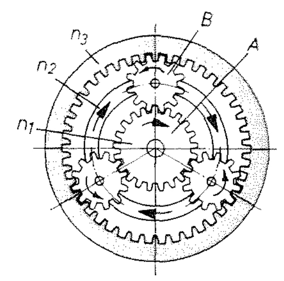


Fig. 2.9D Corona bloqueada.

Para $n_3 = 0$, bloqueada la corona *(C)*, al dar movimiento al planetario *(A)*, los satélites que se desplazan sobre la corona *(C)* giran en el mismo sentido que el planetario (fig. 2.9D). Dando movimiento a los satélites *(B)* a través de su árbol de acoplamiento, estos ruedan sobre la corona transmitiendo el giro al planeta *(A)* en la misma dirección. Por ser: $n_3 = 0$, en la fórmula de Willis, se tiene:

$$n_2 = \frac{1}{z_3 + z_1}(z_1 \cdot n_1) = \frac{z_1 \cdot n_1}{z_3 + z_1}$$

de donde, para *(A)* conductor y *(B)* conducidos, se tiene:

$$\boxed{R_5 = \frac{n_1}{n_2} = 1 + \frac{z_3}{z_1}} \qquad [2.9A]$$

$$\boxed{n_2 = \frac{n_1}{R_5}} \qquad [2.9B]$$

y, para *(B)* conductores y *(A)* conducido, se tiene:

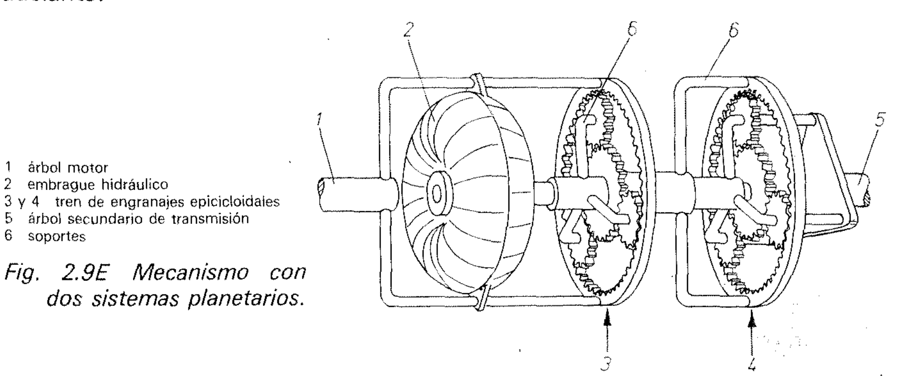
$$\boxed{R_6 = \frac{z_1}{z_3 + z_1} = \frac{n_2}{n_1}} \qquad [2.9C]$$

$$\boxed{n_1 = \frac{n_2}{R_6}} \qquad [2.9D]$$

2.5.1.4 *Cambio planetario compuesto por dos o más juegos de planetarios*

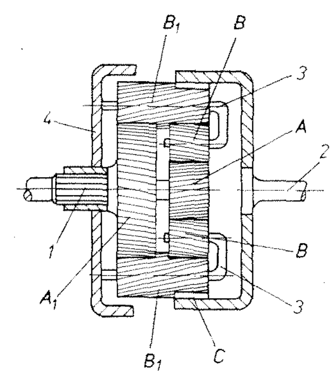
Se ha estudiado el mecanismo planetario en su forma más simple, es decir, cuando los engranajes están situados en un mismo plano (fig. 2.9A). Pero se considera de interés conocer el mecanismo planetario compuesto por *dos o más planetarios simples,* por ser este sistema el que se instala en las modernas cajas de velocidades de cambios automáticos.

Los sistemas planetarios pueden estar dispuestos, unos detrás de otros (figura 2.9E) o bien constituyendo un bloque cerrado (fig. 2.9F). Las dos formas se emplean en las cajas de velocidades de cambios automáticos, como se observará más adelante.



1 árbol motor
2 embrague hidráulico
3 y 4 tren de engranajes epicicloidales
5 árbol secundario de transmisión
6 soportes

Fig. 2.9E Mecanismo con dos sistemas planetarios.



1 árbol motor
2 árbol secundario receptor (salida de fuerza)
3 ejes de satélites
4 soporte de los ejes de los satélites

A planetario primario
A1 planetario secundario
B satélite primario
B1 satélite secundario
C corona

Fig. 2.9F Mecanismo de cambio planetario.



2.6 **Overdrive o supermarcha**

Una de las aplicaciones de los trenes de engranajes epicicloidales es el mecanismo *overdrive* o *supermarcha* (fig. 2.10A). Este mecanismo acoplado a la salida de la transmisión o árbol secundario de las cajas de cambio de engranes paralelos, permite, a voluntad del conductor, obtener una supermarcha en la velocidad que se tenga engranada (generalmente en 2.ª, 3.ª y 4.ª).

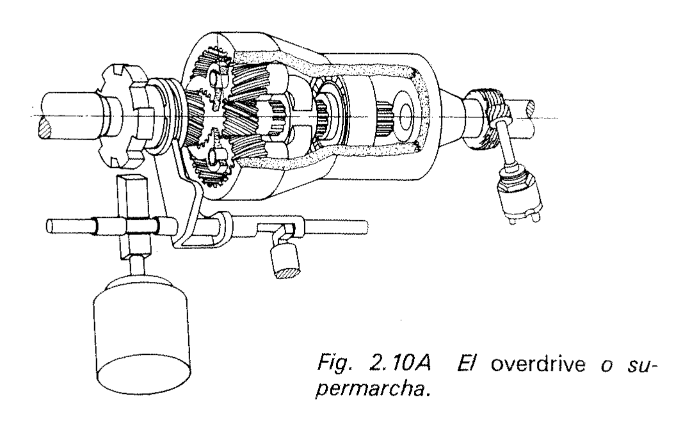


Fig. 2.10A El overdrive *o supermarcha.*

De esta forma se obtienen velocidades intermedias entre una y otra relación de desmultiplicación en la caja, muy convenientes para el rodaje con tráfico congestionado o en pendientes, donde una velocidad puede resultar corta y la inmediatamente superior larga. También se obtiene una *superdirecta,* que para circulación por terreno llano representa una gran ventaja, pues para una misma velocidad de crucero, el motor tiene que dar menos revoluciones, lo que se traduce en un ahorro de esfuerzo y consumo.

2.6.1 *Constitución de la supermarcha*

El conjunto está formado (fig. 2.10B), por un tren epicicloidal, con un planetario (1) de dos piñones *(A* y *B)* montado libremente sobre el árbol secundario (2) de la caja de cambios. Sobre el piñón *(B)* del planetario van montados los satélites (3) que reciben movimiento del árbol secundario (2) y que arrastran a la corona dentada (4) solidaria a los ejes de giro de los satélites. Sobre los satélites (3) va montada la corona (5) que forma cuerpo con la carcasa del mecanismo y que da movimiento al árbol de salida (6) de transmisión a las ruedas. El árbol secundario de la caja de cambios (2) con la corona (5) del tren epicicloidal, van montados sobre la rueda libre (7), para impedir el giro de la corona en sentido contrario.

Unidos al piñón *(A)* del planetario (1) van montados: el collarín (8), que sirve para el desplazamiento axial del planetario y el plato almenado (9), que sirve de trinquete para el mando automático del mecanismo *overdrive.*

2.6.2 *Mandos del overdrive*

El acoplamiento de la *supermarcha* se realiza a voluntad del conductor por medio (fig. 2.10C) de un tirador y cable de mando *(a)* situado sobre el cuadro de mandos al alcance del conductor. Este cable desplaza a la varilla (11) y la horquilla (10) acoplada al collarín (8). La puesta en funcionamiento es automática, por medio del interruptor *(I)* de accionamiento centrífugo que manda corriente al electroimán *(E)* y que desplaza al trinquete (12) acoplándolo al plato (9).

2.6.3 *Funcionamiento*

Cuando el conductor quiere dejar fuera de servicio el *mecanismo de supermarcha,* tira del cable *(a)* desplazando a la varilla (11) y la horquilla (10) en dirección

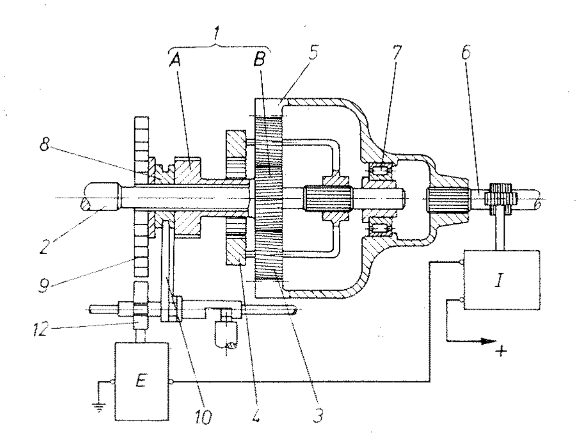


Fig. 2.10B Esquema del mecanismo de supermarcha.

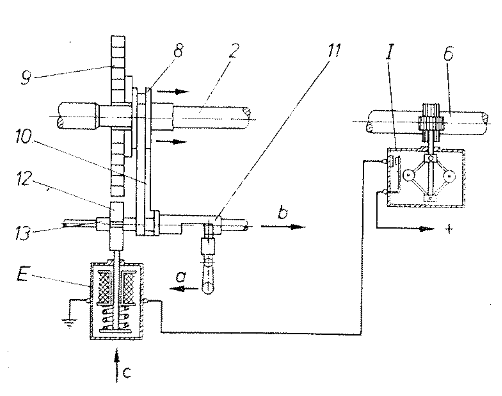


Fig. 2.10C Mandos del overdrive *o supermarcha.*

(b). Esta maniobra produce el desplazamiento axial del planetario (1) hacia la derecha (según la posición de la figura 2.10B), acoplando el piñón *(A)* con la corona (4) y haciendo solidarios el planeta (1) con los satélites (3) del tren epicicloidal. En estas condiciones se produce el bloqueo del sistema, con lo que el giro procedente de la caja de cambios se transmite íntegro al árbol de transmisión (6).

El desplazamiento de la varilla (11) por medio del resalte (13) bloquea el trinquete del electroimán, de forma que, aunque éste reciba corriente, no pueda desplazarse y deje libre el giro del planetario (1).

Para la puesta en funcionamiento de la supermarcha, se deja libre el sistema deshaciendo el bloqueo del piñón *(A)* con la corona (4) por medio del mando manual *(a)*. En estas condiciones, el árbol (2) transmite el movimiento a los satélites (3) y a la corona (5) por medio del mecanismo de rueda libre (7), a la misma velocidad de giro y haciendo rodar al planetario (1) que gira libremente.

Cuando el árbol de transmisión (6), que hace girar al interruptor centrífugo *(I)*, alcanza cierta velocidad (la calculada para el regulador), éste cierra el interruptor dejando pasar la corriente. El electroimán desplaza al trinquete (12) en la dirección *(c)* para bloquear la rueda dentada (9) y, por tanto, al planeta (1). En estas condiciones, los satélites (3) se desplazan girando sobre el planeta (1), transmitiendo el movimiento a la corona (5) que resulta multiplicado por la relación de transmisión. La multiplicación obtenida según la relación de transmisión en el tren epicicloidal es:

$$R_t = \frac{z_3}{z_3 + z_1} = \frac{n_2}{n_3} \qquad [2.10A]$$

con una velocidad de salida en el overdrive:

$$n_3 = \frac{n_2}{R_t} \qquad [2.10B]$$

2.7 **Caja de cambios automática (Hidra-Matic)**

Esta caja de cambios (fig. 2.11A) de cuatro velocidades y marcha atrás, está formada por un *embrague hidráulico* y tres *trenes de engranajes epicicloidales* (I - II - III), que comunican el movimiento del motor al árbol de transmisión de forma automática y progresiva según la velocidad del vehículo.

La corona *(C_1)* del tren de engranajes (I) (fig. 2.11B) es solidaria al volante de inercia (4) y recibe, por tanto, el movimiento directamente del motor. Los satélites *(B_1)* van unidos a la bomba *(M)* del embrague hidráulico y a la corona *(C_2)* del se-

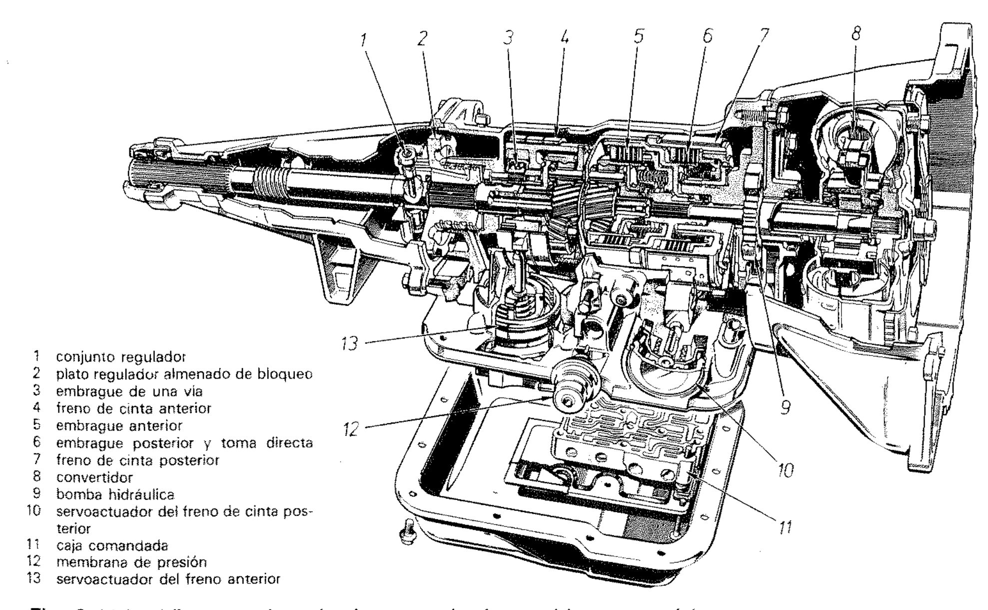


Fig. 2.11A Vista seccionada de una caja de cambios automática.

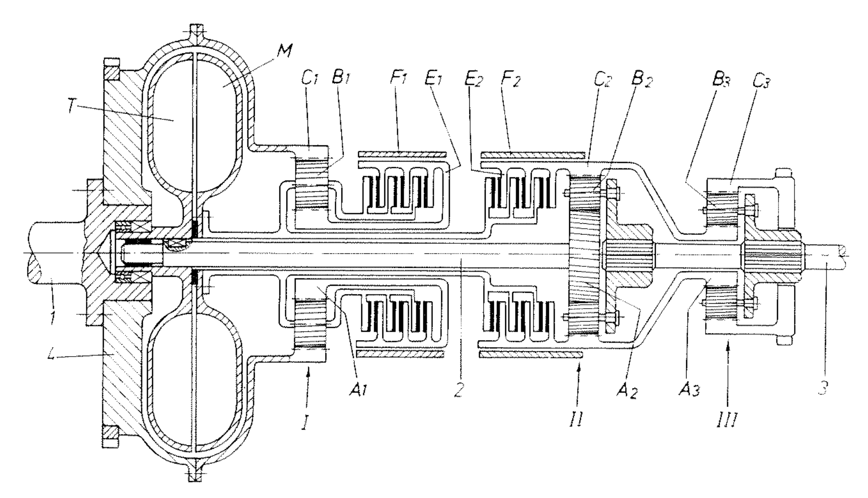


Fig. 2.11B Esquema de la caja de cambios automática (Hidra-Matic).

gundo tren de engranajes (II) por medio del embrague *(E_2)*. El planetario *(A_1)* puede ser frenado por la cinta de freno *(F_1)* o hacerse solidario a los satélites *(B_1)* por medio del embrague *(E_1)*.

La corona *(C_2)* del tren (II), puede ser frenada por la cinta de freno *(F_2)* o hacerse solidaria a los satélites *(B_1)* por medio del embrague *(E_2)*. Los satélites *(B_2)* se unen directamente al eje de transmisión (3) y son los encargados de transmitir el movimiento de la caja de cambios en cualquier velocidad. El planetario *(A_2)* recibe movimiento directamente de la turbina *(T)*.

El tren de engranajes (III) sólo funciona para la marcha atrás y tiene la misión de invertir el giro de los satélites *(B_2)* y del árbol de transmisión. La corona *(C_3)* gira libremente y sólo es bloqueada por un mando mecánico de la palanca de cambios para obtener la inversión de giro. Los satélites *(B_3)* se unen directamente a los satélites *(B_2)* a través del árbol de transmisión. El planetario *(A_3)* va unido a la corona *(C_2)* de donde recibe movimiento.

Los satélites de todos los trenes de engranajes pueden girar libremente en sus ejes o sufrir movimiento de translación cuando se lo comunican cualquiera de los demás componentes de los trenes epicicloidales.

2.7.1 *Funcionamiento y relaciones de transmisión*

Las distintas velocidades en la caja de cambios se obtienen automáticamente de la siguiente forma:

2.7.1.1 *Primera velocidad*

Los mecanismos de mando hidráulico de la caja de cambios (fig. 2.11B) accionan los frenos *(F_1 y F_2)* dejando libres los embragues *(E_1 y E_2)*, con lo que el giro que llega del volante de inercia (4) a la corona *(C_1)* del primer tren de engranajes (I) (fig. 2.11C) se transmite a los satélites *(B_1)*, que son arrastrados por ella al estar el planetario *(A_1)* bloqueado.

El movimiento de estos satélites se transmite a la bomba *(M)* del embrague hidráulico, que arrastra a la turbina *(T)*, comunicando su giro al planetario *(A_2)* del segundo tren de engranajes (II). El giro del planetario *(A_2)* se transmite a los satélites *(B_2)* que giran desplazándose sobre la corona *(C_2)* al estar frenada.

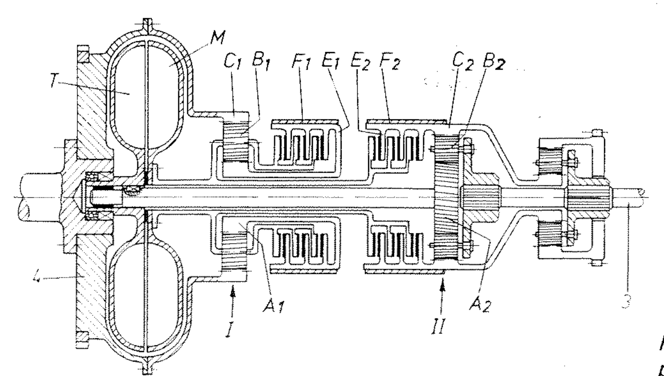


Fig. 2.11C Transmisión en primera velocidad.

El movimiento de los satélites *(B_2)* se transmite al árbol de transmisión (3), obteniéndose una reducción de movimiento a través de los trenes (I y II) con la siguiente relación de transmisión:

— Relación en el primer tren (I):

$$R_I = \frac{n_{C_1}}{n_{B_1}} = 1 + \frac{z_{A_1}}{z_{C_1}} \qquad [2.11A]$$

— Relación en el segundo tren (II):

$$R_{II} = \frac{n_{A_2}}{n_{B_2}} = 1 + \frac{z_{C_2}}{z_{A_2}} \qquad [2.11B]$$

Siendo la relación total obtenida en la *primera velocidad:*

$$R_t = R_I \cdot R_{II} = \frac{n_{C_1}}{n_{B_1}} \cdot \frac{n_{A_2}}{n_{B_2}} \qquad [2.11C]$$

De donde la velocidad obtenida a la salida de la caja de cambios es:

$$n_{B_2} = \frac{n_{C_1} \cdot n_{A_2}}{n_{B_1} \cdot R_t}$$

y como: $n_{A_2} = n_{B_1}$, queda finalmente:

$$n_{B_2} = \frac{n_{C_1}}{R_t} = \frac{n_{C_1}}{R_I \cdot R_{II}} \qquad [2.11D]$$

EJERCICIO RESUELTO

Problema 8

Una caja de cambios automática está formada por los siguientes piñones en sus dos primeros trenes de engranajes: A_1 = 30 dientes, C_1 = 80 dientes, A_2 = 50 dientes, C_2 = 90 dientes. Calcular la relación de transmisión en primera velocidad y el número de revoluciones a la salida de la caja de cambios si el motor gira a 1 500 r. p. m.

Solución:

Aplicando las fórmulas [2.11A] y [2.11B] se tiene:

$$R_I = 1 + \frac{z_{A_1}}{z_{C_1}} = 1 + \frac{30}{80} = 1{,}375$$

$$R_{II} = 1 + \frac{z_{C_2}}{z_{A_2}} = 1 + \frac{90}{50} = 2{,}8$$

La relación total se halla con la fórmula [2.11C]; es decir:

$$R_t = R_I \cdot R_{II} = 1{,}375 \times 2{,}8 = 3{,}85$$

obteniendo un número de revoluciones en *primera velocidad,* según la fórmula [2.11D]:

$$n_{B_2} = \frac{n_{C_1}}{R_t} = \frac{1\,500}{3{,}85} = 390 \text{ r. p. m.}$$

2.7.1.2 *Segunda velocidad*

Al llegar a una determinada velocidad, el mecanismo de mando hidráulico acciona automáticamente el embrague *(E_1)* y el freno *(F_2),* dejando libres *(F_1 y E_2),*

con lo cual el giro transmitido por el volante (4) a la corona *(C_1)* (fig. 2.11D) se transmite íntegro a la bomba del embrague *(M)* por estar enclavados *(A_1 y B_1)* a través del embrague *(E_1)*. La bomba, en este caso, se mueve a la misma velocidad que el motor, arrastrando a la turbina *(T)* que da movimiento al planetario *(A_2)* sin reducción alguna.

El giro de este planetario *(A_2)* mueve a los satélites *(B_2)*, que como en el caso anterior, al estar frenada la corona *(C_2)*, ruedan sobre ella comunicando el movimiento al árbol de transmisión (3).

La reducción de velocidad en este caso sólo se efectúa a través del tren de engranajes (II), con la siguiente relación de transmisión:

$$R_t = R_{II} = \frac{n_{A_2}}{n_{B_2}} = 1 + \frac{z_{C_2}}{z_{A_2}} \qquad [2.12A]$$

Como $n = n_{C_1} = n_{A_2}$, la segunda velocidad, a la salida de la caja de cambios es:

$$n_{B_2} = \frac{n_{C_1}}{R_{II}} \qquad [2.12B]$$

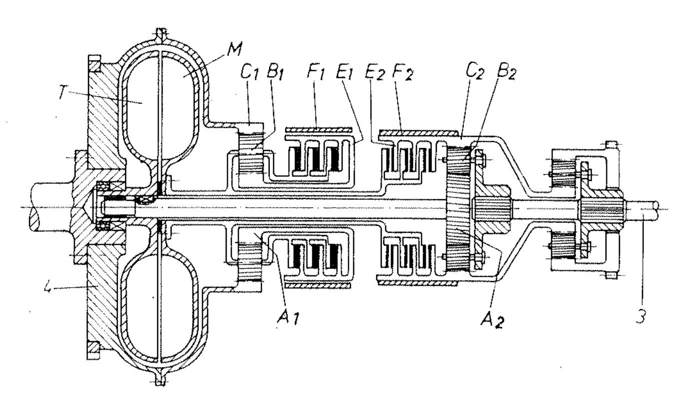


Fig. 2.11D Transmisión en segunda velocidad.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 9

Calcular la relación de transmisión y el número de r. p. m. de la segunda velocidad en la caja de cambios del ejemplo 7.

Solución:

Aplicando la relación de transmisión obtenida para la segunda velocidad, se tiene:

$$R_t = R_{II} = 1 + \frac{z_{C_2}}{z_{A_2}} = 1 + \frac{90}{50} = 2{,}8$$

El número de revoluciones que se obtiene es:

$$n_{B_2} = \frac{n_{C_1}}{R_t} = \frac{1\,500}{2{,}8} = 536 \text{ r. p. m.}$$

2.7.1.3 *Tercera velocidad*

A la velocidad correspondiente para que entre la tercera velocidad, el mecanismo de mando hidráulico acciona el freno *(F_1)* y el embrague *(E_2)*, dejando libres *(F_2 y E_1)*. El giro del árbol motor (1), a través de la corona *(C_1)* (fig. 2.11E), se transmite a los satélites *(B_1)*, por estar el planetario *(A_1)* frenado y, a su vez, a la corona *(C_2)* por la acción del embrague *(E_2)*.

Por otro lado, el movimiento de los satélites *(B_1)* se transmite a la bomba *(M)* del embrague hidráulico, que arrastra a la turbina *(T)* dando movimiento al planetario *(A_2)*. Al girar el planetario y la corona del tren (II) a la misma velocidad, se efec-

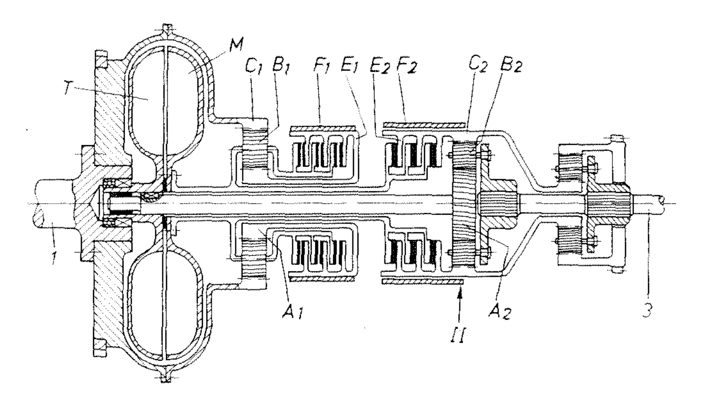


Fig. 2.11E Transmisión en tercera velocidad.

túa una acción de enclavamiento en el segundo tren de engranajes y sus satélites *(B_2)* se desplazan a la misma velocidad que el conjunto, comunicando su movimiento a la transmisión (3).

La reducción de velocidad en este caso, sólo se efectúa, por tanto, en el primer tren de engranajes, cuya relación de transmisión es la siguiente:

$$\boxed{R_t = R_I = \frac{n_{C_1}}{n_{B_1}} = 1 + \frac{z_{A_1}}{z_{C_1}}} \qquad [2.13A]$$

siendo la velocidad de salida a la transmisión:

$$\boxed{n_{B_2} = \frac{n_{C_1}}{R_I}} \qquad [2.13B]$$

porque n_{B_1} se transmite al planetario A_2 y como $n_{A_2} = n_{B_1}$, resulta que $n_{B_1} = n_{B_2}$

EJERCICIO RESUELTO

Problema 10

Calcular la desmultiplicación y número de revoluciones en tercera velocidad, con los datos del problema 8.

Solución:

Aplicando la relación de transmisión obtenida para esta velocidad, se tiene:

$$R_t = R_I = 1 + \frac{z_{A_1}}{z_{C_1}} = 1 + \frac{30}{80} = 1{,}375$$

De acuerdo con esta relación se obtiene un número de revoluciones:

$$n_{B_2} = \frac{n_{C_1}}{R_t} = \frac{1\,500}{1{,}375} = 1\,091 \text{ r. p. m.}$$

2.7.1.4 *Cuarta velocidad o directa*

A la velocidad correspondiente para que entre la cuarta velocidad, los mecanismos de mando hidráulicos accionan los embragues *(E_1 y E_2)* dejando libres los frenos *(F_1 y F_2)*. El giro motor que llega a la corona *(C_1)* (fig. 2.11F) se transmite íntegro a la bomba *(M)*, por estar enclavados *(A_1 y B_1)* por el embrague *(E_1)*. Este

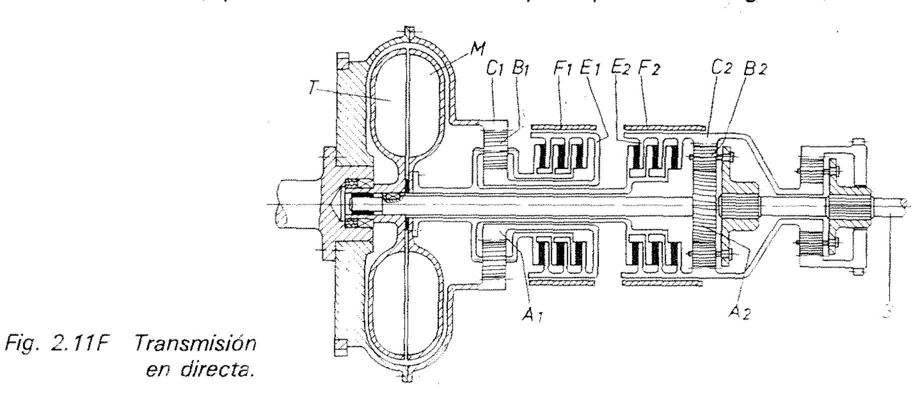


Fig. 2.11F Transmisión en directa.

giro motor se transmite a su vez íntegro a la corona *(C_2)* del segundo tren de engranajes por la acción del embrague *(E_2)* y como el movimiento de la bomba *(M)* se transmite íntegro a través de la turbina *(T)* al planetario *(A_2)*, se produce el enclavamiento del segundo tren que arrastra a los satélites *(B_2)* y al árbol de salida (3) en la caja de cambios a la misma velocidad del motor sin reducción alguna. Por tanto, la relación en este caso es:

$$\boxed{R_t = 1/1} \qquad [2.14A]$$

$$\boxed{n_{B_2} = n_{C_1}} \qquad [2.14B]$$

2.7.1.5 *Marcha atrás*

Al accionar la palanca de cambios en posición de marcha atrás, se enclava mecánicamente la corona *(C_3)* accionándose a su vez el freno *(F_1)* y quedando libres *(F_2, E_1 y E_2)*. En esta posición, el giro del motor (1), a través de la corona *(C_1)* (figura 2.11G), se transmite a los satélites *(B_1)* y a la bomba del embrague hidráulico *(M)*, arrastrando a la turbina *(T)* que da movimiento al planetario *(A_2)*.

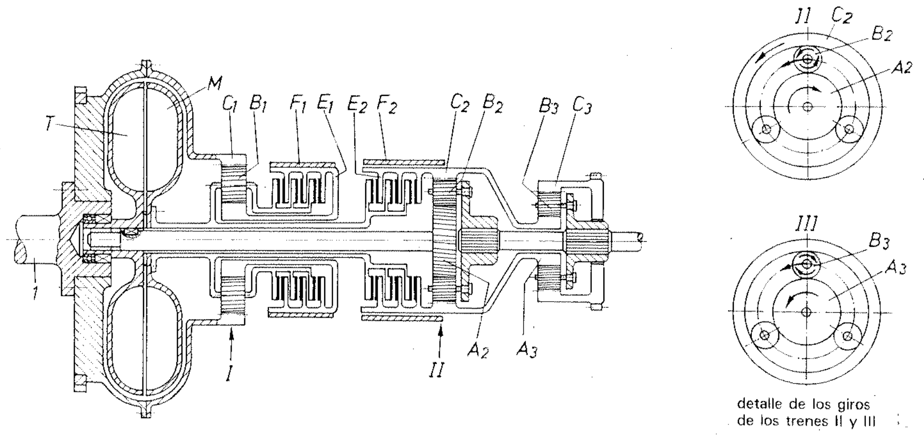


Fig. 2.11G Transmisión en marcha atrás.

El movimiento del planetario *(A_2)* hace girar a los satélites *(B_2)* que arrastran a la corona *(C_2)* en sentido contrario y ésta, a su vez, al planetario *(A_3)*, que hace rodar los satélites *(B_3)* sobre la corona *(C_3)*, que está enclavada, en sentido contrario al giro motor. Como los satélites *(B_2 y B_3)* van unidos al árbol de transmisión, comunican el movimiento al mismo, con la reducción correspondiente a los trenes (I y II), pero en marcha atrás.

En este caso, las relaciones de transmisión son las siguientes:

$$\boxed{R_I = \frac{n_{C_1}}{n_{B_1}} = 1 + \frac{z_{A_1}}{z_{C_1}}} \qquad [2.15A]$$

$$\boxed{R_{II} = \frac{n_{A_2}}{n_{B_2}} = 1 + \frac{z_{C_2}}{z_{A_2}}} \qquad [2.15B]$$

La relación de transmisión total *(R_t)* y la velocidad resultante son las mismas que en primera velocidad; por consiguiente, se tiene:

$$\boxed{R_t = R_I \cdot R_{II}} \qquad [2.15C]$$

$$\boxed{n_{B_2} = \frac{n_C}{R_t}} \qquad [2.15D]$$

EJERCICIO RESUELTO

Problema 11

Los dientes de los piñones de una caja de cambios automática son respectivamente: $z_{A_1} = 40$; $z_{A_2} = 60$; $z_{C_1} = 70$ y $z_{C_2} = 80$. Calcular:

1.º Las velocidades obtenidas a la salida de la caja de cambios, para una velocidad de giro en el motor de 3 000 r. p. m.

2.º El par máximo obtenido en la transmisión, sabiendo que a ese régimen el par motor es de 15 kgf · m.

Solución:

1.º Las relaciones de transmisión obtenidas en los dos trenes de engranajes son:

$$R_I = 1 + \frac{z_{A_1}}{z_{C_1}} = 1 + \frac{40}{70} = 1{,}571$$

$$R_{II} = 1 + \frac{z_{C_2}}{z_{A_2}} = 1 + \frac{80}{60} = 2{,}33$$

$$R_t = R_I \cdot R_{II} = 1{,}571 \times 2{,}33 = 3{,}66$$

Con estas relaciones, las velocidades que se obtienen, al ser $n = n_{C_1}$, son las siguientes:

1.ª velocidad:

$$n_1 = \frac{n}{R_t} = \frac{3\,000}{3{,}66} = 819{,}7 \text{ r. p. m.}$$

2.ª velocidad:

$$n_2 = \frac{n}{R_{II}} = \frac{3\,000}{2{,}33} = 1\,287{,}6 \text{ r. p. m.}$$

3.ª velocidad:

$$n_3 = \frac{n}{R_I} = \frac{3\,000}{1{,}571} = 1\,909{,}6 \text{ r. p. m.}$$

4.ª velocidad:

$$n_4 = n = 3\,000 \text{ r. p. m.}$$

2.º El par de transmisión máximo es:

$$C_{m_1} = C_m \cdot R_t = 15 \times 3{,}66 = 54{,}9 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

2.7.2 *Características de este tipo de caja de velocidades*

Este modelo de caja automática presenta la particularidad de que el embrague hidráulico va colocado entre el 1.º y 2.º tren de engranajes, con lo cual, en 1.ª y 3.ª velocidad, la bomba funciona con una cierta reducción de giro a través de *(B_1)*. Esta circunstancia evita el arrastre del vehículo a ralentí, cuando está metida la primera velocidad, y mejora el rendimiento del embrague.

El par motor transmitido al árbol de salida se comunica por dos caminos; uno, a través de los engranes de los trenes, y el otro a través de la turbina al planetario del segundo tren, con lo que se consigue disminuir el resbalamiento del aceite en el embrague y se mejora el rendimiento, sobre todo cuando, por calentamiento, se debilita la turbulencia formada.

2.7.3 *Sistema de mando para el cambio automático*

El *sistema de cambio automático* en la caja de cambios *Hidra-Matic* está formado (fig. 2.12A-1) por un circuito hidráulico y una serie de elementos, situados en el interior del cárter de la caja de cambios, que realizan las operaciones de cambio automático para las distintas velocidades.

El sistema es gobernado por el pedal del acelerador (1) y la velocidad del vehículo, seleccionando la marcha más adecuada de forma automática, sin que el

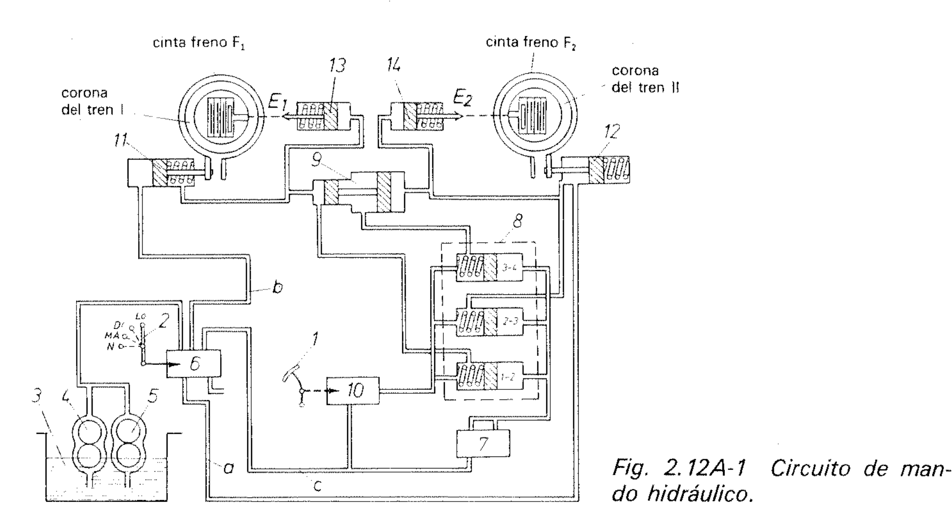
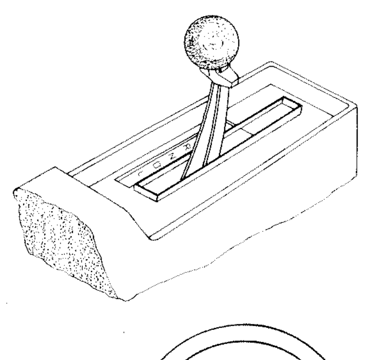
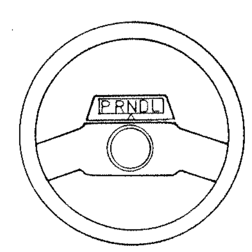


Fig. 2.12A-1 *Circuito de mando hidráulico.*





P posición de paro
R marcha atrás
N punto muerto
D velocidad normal automática
L marcha reducida automática

Fig. 2.12A-2 Palanca de selección y detalle en el salpicadero.

conductor tenga que preocuparse del cambio de velocidades ni de accionar el embrague que, en este caso, es automático.

Estas cajas suelen llevar una palanca de cambios (2) con tres posiciones: una para la *marcha atrás* (MA); otra (Lo) para cuando el vehículo rueda por terreno malo o con *tráfico congestionado,* en la que sólo se seleccionan las marchas más cortas; y la tercera posición (Dr) para el automatismo total en que se seleccionan *todas las marchas hacia adelante* en función de la velocidad del vehículo. El *punto muerto* se encuentra en la posición *(N).* Esta nomenclatura varía según los fabricantes del mecanismo.

Los elementos que componen este circuito son los que se estudian seguidamente.

2.7.3.1 *Cárter y bombas de aceite*

El fluido para el mando hidráulico es a base de aceite mineral especial para estas cajas de cambio (fig. 2.12A-1) y se aloja en el *cárter* (3) de la misma. Este aceite es utilizado para la lubricación de los engranajes, para llenar el turboembrague y para el circuito de mando.

El aceite es distribuido en el circuito por *dos bombas de engranajes* (4 y 5), que aspiran el aceite del cárter y lo envían a presión a los elementos de mando a través de tuberías *(a, b* y *c)* de acero estirado en frío sin soldadura, capaces de soportar la presión con que circula el aceite por ellos.

La *bomba* (4) (fig. 2.12A-1) recibe movimiento del árbol motor y realiza la lubricación de los mecanismos, el llenado del turbo-embrague y suministra aceite con la suficiente presión al circuito de mando para accionar la primera velocidad.

La *bomba* (5) recibe el movimiento del árbol de transmisión y añade su flujo de aceite al circuito de mando para el accionamiento del resto de las velocidades. Una *válvula* limitadora de presión mantiene constante la presión en el circuito a unos 6 kgf/cm².

2.7.3.2 *Corredera*

Este mecanismo de accionamiento mecánico (fig. 2.12A-1) consiste en una *válvula corredera* (6) accionada por una palanca (2) situada al alcance del conductor.

En la posición *(N)* (fig. 2.12B) correspondiente al punto muerto, deja pasar la presión de aceite por la salida *(a),* dejando libres los frenos y embragues, con lo cual, los trenes giran en vacío sin transmitir movimiento alguno, cortando además el suministro de fluido al *regulador centrífugo* (7) y al *distribuidor* (8).

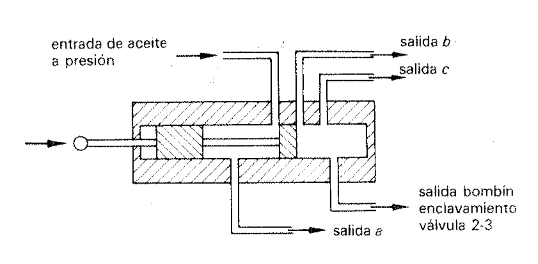


Fig. 2.12B Corredera de mando en posición de punto muerto (N).

En la posición (Dr), correspondiente al cambio automático (fig. 2.12C), la válvula deja pasar el aceite por las canalizaciones *(b* y *c)* hacia el *regulador centrífugo* (7) y al bombín del freno (11). La posición (Lo) (fig. 2.12D) da paso de aceite a un circuito de bloqueo en el distribuidor, de forma que sólo se seleccionan las velocidades más cortas.

En la posición de marcha atrás (MA) (fig. 2.12E), se bloquea mecánicamente la corona del tercer tren y se deja paso de aceite para el funcionamiento del circuito en posición de marcha atrás.

Fig. 2.12E Corredera de mando en posición (MA) de marcha atrás.

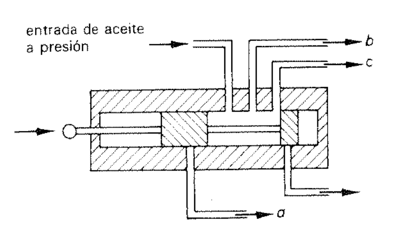


Fig. 2.12C Corredera de mando en posición (Dr).

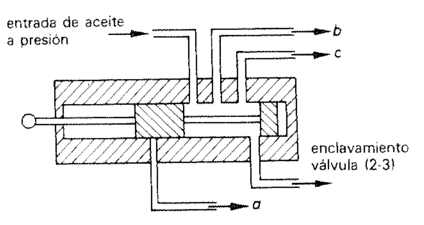


Fig. 2.12D Corredera de mando en posición (Lo) de enclavamiento para marchas lentas.

2.7.3.3 *Regulador centrífugo*

Este mecanismo (7) (fig. 2.12A-1) recibe movimiento en su eje del árbol de transmisión, de la misma toma que la bomba de aceite (5). Está formado (figura 2.12F) por un grueso plato *(A)* que recibe movimiento por su árbol *(B)*. En el interior de este plato o volante centrífugo van montadas dos válvulas desplazables *(V_1* y *V_2)* unidas a los contrapesos *(C_1* y *C_2)* de distinto tamaño y peso que, por la acción centrífuga, se desplazan hacia afuera abriendo paso al aceite que llega por el conducto *(c)* hacia el *distribuidor.*

La válvula *(V_1)*, por la acción del contrapeso *(C_1)*, se abre aproximadamente a las 1 300 r. p. m., dando paso al aceite con la presión suficiente para accionar la válvula (1-2) (fig. 2.12A-1) del *distribuidor* (8) y pasar de 1.ª a 2.ª velocidad. La válvula *(V_2)*, por la acción del contrapeso *(C_2)*, se abre a las 3 000 r. p. m., dejando pasar el aceite a mayor presión, que se suma al anterior para accionar las válvulas (2-3) y (3-4) del distribuidor, para los cambios de 3.ª y 4.ª velocidad.

2.7.3.4 *Retardador*

Este elemento, señalado con la marca (10) en el conjunto general, consiste (fig. 2.12G) en una válvula accionada por el pedal acelerador que tiene la misión de aumentar la presión en la cara opuesta de las válvulas del distribuidor. Esta presión refuerza la acción de los muelles de las válvulas, consiguiendo que la presión mandada por el regulador sea mayor, para actuar los cambios de marcha. Con ello se consigue apurar más las velocidades, sobre todo en caso de pendientes, donde interesa mantener una velocidad más corta.

2.7.3.5 *Distribuidor*

Este elemento (8) (fig. 2.12A) constituye el cerebro del mando automático y se compone de tres válvulas (1-2), (2-3) y (3-4) reguladas a distinta presión de funcionamiento, las cuales reciben el aceite a presión del regulador en función de la velocidad del vehículo.

Según la presión que llegue a las válvulas, actúa una u otra, mandando el aceite a presión a los mecanismos que actúan los frenos de cinta o embragues de los trenes epicicloidales.

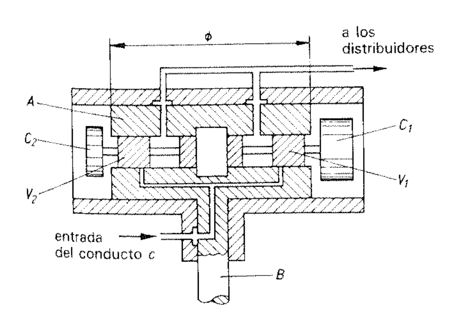


Fig. 2.12F Regulador centrífugo.

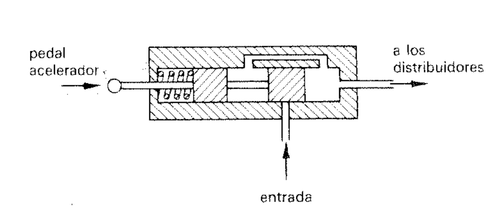


Fig. 2.12G Retardador.

2.7.3.6 *Válvula de mando y bombines de accionamiento*

La válvula de mando (9) (fig. 2.12A-1) ejecuta las maniobras de cambio según reciba el aceite a presión por uno u otro lado de sus pistones. Los bombines de accionamiento (11, 12, 13 y 14) realizan las maniobras de apertura y cierre de las cintas de freno y embragues de acuerdo a la marcha seleccionada.

2.7.3.7 *Nomenclatura empleada en la palanca de la caja de cambio automático de marcha*

Además de la nomenclatura ya explicada anteriormente se emplean otras, como por ejemplo la de la figura 2.12A-2. En esta figura se ve la palanca de selección y el detalle en el salpicadero para saber en cualquier instante qué posición tiene.

2.7.4 *Funcionamiento del circuito*

El funcionamiento del circuito en las correspondientes posiciones de la palanca de cambios, es el siguiente.

2.7.4.1 *Punto muerto*

Estando la palanca de cambios en la posición *(N)* (fig. 2.12A), el aceite suministrado por la bomba (4), ya que la (5) no recibe movimiento, pasa por la canalización *(a)* hacia el bombín de freno (12), venciendo la acción de su resorte y dejando libre al freno *(F_2)*. Como el freno *(F_1)* y los embragues *(E_1 y E_2)* no reciben presión por estar cortado el circuito en la corredera (6), todos los elementos quedan liberados y, por tanto, los trenes giran en vacío sin transmitir movimiento.

2.7.4.2 *Posición de cambio automático*

Colocando la palanca en posición (Dr) (fig. 2.12A), se corta la presión de aceite en la canalización *(a)* y se da paso al circuito por *(b* y *c)*; el sistema actúa de la siguiente forma:

— *Primera velocidad.*

Al cesar la presión en el canal *(a)*, el bombín (12), por la acción de su resorte, cierra el freno de cinta *(F_2)*.

La presión del canal *(b)* acciona el bombín (11) que cierra el freno *(F_1)*. La presión del canal *(c)* que llega al regulador (7) no tiene paso al distribuidor (8), ya que al girar a pocas revoluciones el volante del regulador, no actúan los contrapesos, impidiendo la apertura de las válvulas y, por tanto, el paso de aceite. En estas condiciones se tiene:

1.ª velocidad — F_1 y F_2 ______ cerrados; E_1 y E_2 ______ abiertos

— *Segunda velocidad.*

Cuando el vehículo alcanza mayor velocidad, la transmisión mueve el regulador (fig. 2.12F) actuando la válvula *(V_1)* y dejando pasar algo de aceite a las válvulas del distribuidor, cuya presión es suficiente para vencer el resorte de la válvula (1-2) (tara más pequeña), permaneciendo cerradas las demás.

Esta válvula manda aceite a presión a la válvula de mando (9), pasando al bombín (13) que acciona el embrague *(E_1)* y a la cara posterior del bombín (11) que, ayudado por el resorte, abre el freno *(F_1)*. Como los bombines de los elementos *(E_2)* y *(F_2)* no reciben presión, estos permanecen en su estado de reposo; o sea:

2.ª velocidad — E_1 y F_2 ______ cerrados; E_2 y F_1 ______ abiertos

— *Tercera velocidad*

Al aumentar más la velocidad del vehículo, la presión de aceite, por efecto de la bomba (5), es mayor y también lo es el paso del mismo por el regulador (7), con lo cual aquella es capaz de vencer el resorte de la válvula (2-3) del distribuidor (8). La presión suministrada por esta válvula llega al bombín (11) abriéndolo y al (12) cerrándolo; llega también a la válvula (8), desplazando el pistón grande hacia la izquierda y, por tanto, cerrando el suministro de la válvula (1-2). Al quedar sin pre-

sión, el bombín (13), corta el paso de aceite al bombín (11) que, por la presión del conducto *(b)*, cierra el freno *(F_1)*.

En estas condiciones se tiene:

3.ª velocidad F_1 y E_2 ______ cerrados
F_2 y E_1 ______ abiertos

– *Cuarta velocidad*

A mayor velocidad del vehículo, el regulador (7) abre las dos válvulas mandando aceite con la suficiente presión para vencer el resorte de la válvula (3-4) del distribuidor (8).

La presión de esta válvula llega a la válvula (9) desplazando sus pistones hacia la derecha, por ser este émbolo de mayor sección. Este desplazamiento deja libre el paso de aceite procedente de la válvula (1-2) que cierra el bombín (13) y abre el bombín (11).

De la misma forma, el aceite procedente de la válvula (2-3), cierra el bombín (14) y abre el (12) con lo que resulta:

4.ª velocidad o directa E_1 y E_2 ______ cerrados
F_1 y F_2 ______ abiertos

2.7.4.3 *Efecto del retardador*

Se ha podido observar que el paso de una velocidad a otra se realiza siempre a velocidades determinadas del vehículo, lo que no resulta adecuado pues, a veces, se necesita una velocidad más corta con el motor más acelerado (pendientes, arranque, aceleraciones, etc.).

Esto se consigue con el retardador (10), movido por el pedal acelerador, que manda aceite a menor o mayor presión según su recorrido al lado opuesto de las válvulas del distribuidor, con lo cual, el aceite suministrado por el regulador, necesitará mayor presión para accionar estas válvulas, o lo que es lo mismo, mayor velocidad del vehículo para conseguir el mismo efecto. De esta forma se consigue apurar más los cambios, actuando sobre el pedal acelerador y retardador.

2.7.4.4 *Selección de marchas cortas*

Generalmente, estas cajas de cambio llevan una posición de la palanca de cambios (Lo), con la que se efectúa un enclavamiento de la válvula (2-3), impidiendo el paso a la 3.ª velocidad. En estas condiciones el vehículo circula solamente en 1.ª y 2.ª velocidad. Esta posición se selecciona para circular con tráfico muy intenso o cuando las pendientes a subir o bajar son muy pronunciadas.

2.7.4.5 *Marcha atrás*

Para efectuar la marcha atrás, se sitúa la palanca en posición (MA) (figura 2.12E). De este modo se accionan mecánicamente unas palancas que producen el enclavamiento de la corona del tren (III), al mismo tiempo que la corredera (6) permite el paso del aceite por *(a)* y *(b)*, obteniéndose:

Marcha atrás F_1 ______ cerrado
F_2 - E_1 y E_2 ______ abiertos

2.8 Convertidor hidráulico de par motor

Toda caja de cambios es un *convertidor mecánico de par motor,* porque consigue, por medio de pares de engranajes, aumentar el par de transmisión a la salida de la caja de cambios cuando, por aumentar el par resistente en las ruedas, disminuye la velocidad del vehículo.

Un *convertidor hidráulico* (fig. 2.13A) de par motor actúa de una forma análoga, aumentando el par de transmisión en el primario de la caja de cambios, al aprovechar la energía cinética que se pierde en la turbina por resbalamiento del aceite en la puesta en funcionamiento o en los cambios de velocidad, recogiendo este aceite y haciéndolo incidir nuevamente sobre la bomba, con lo cual aumentará en ésta el par de impulsión.

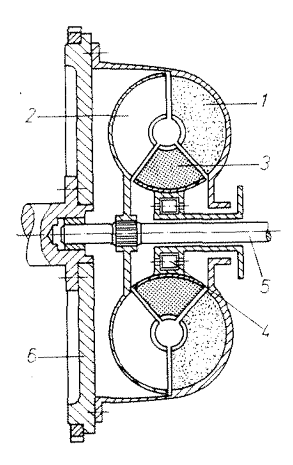


Fig. 2.13B Esquema de un convertidor hidráulico.

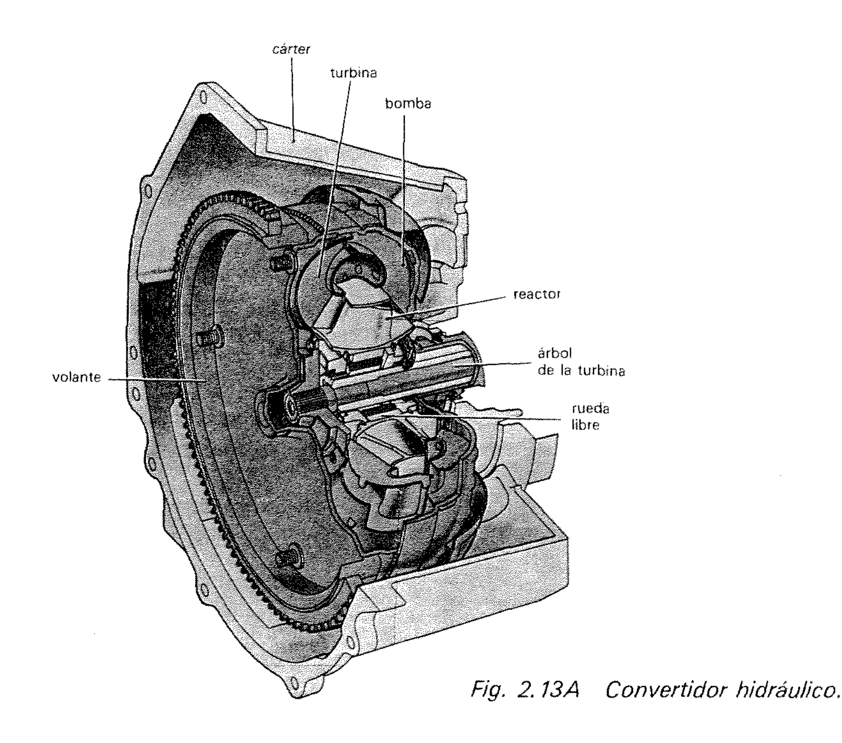
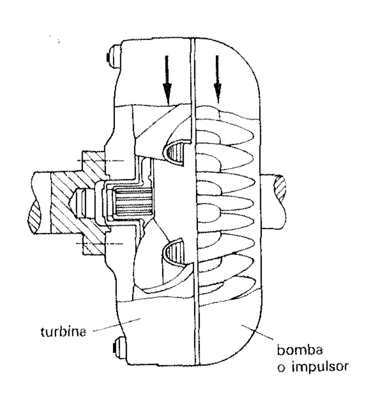


Fig. 2.13A Convertidor hidráulico.



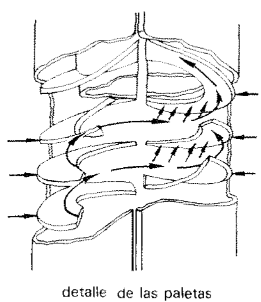


Fig. 2.13D Forma de los álabes.

2.8.1 *Constitución de un convertidor hidráulico*

Un *convertidor hidráulico* es muy similar, en cuanto a constitución, a un *embrague hidráulico.* Está formado (fig. 2.13B) por una *bomba* (1) unida al volante motor (6) y una *turbina* (2) unida al árbol de transmisión o primario de la caja de cambios (5). Entre estos dos elementos se interpone un elemento (3) llamado *reactor,* o *estator* montado sobre una rueda libre (4) para impedir su giro en sentido contrario al del volante motor.

El reactor (3) (fig. 2.13C) recoge el aceite que sale de la turbina (2) y le da una salida adecuada para que incida sobre los álabes de la bomba (1). Los álabes de un convertidor, en sus tres elementos (bomba, turbina y reactor), son de forma helicoidal, con la inclinación adecuada para recoger e impulsar el aceite que resbala de la turbina (fig. 2.13D).

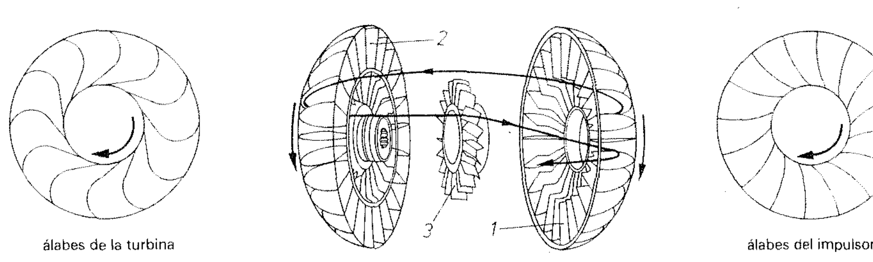


Fig. 2.13C Principio de funcionamiento de un convertidor de par.

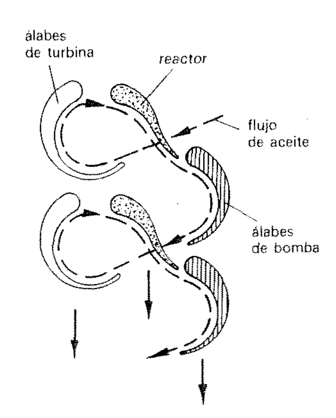


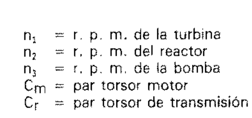
Fig. 2.13E Esquema de funcionamiento a bajo régimen.

2.8.2 *Funcionamiento del convertidor*

Al arrancar el vehículo, al subir una pendiente o en las aceleraciones, la bomba gira más deprisa que la turbina, por lo que el aceite que sale de ésta es devuelto a la bomba con la inclinación debida que le da el reactor (fig. 2.13E). En este caso, el reactor permanece inmóvil, recogiendo el aceite y haciéndolo incidir sobre la bomba que se suma al principal de impulsión. En estas condiciones, la velocidad del aceite que incide sobre la turbina es mayor, lo que supone un aumento de fuerza y por tanto de par motor.

Cuando la bomba y la turbina giran a velocidades muy próximas, el aceite que sale de la turbina sin apenas resbalamiento choca con la parte posterior de los álabes del reactor (fig. 2.13F). Esto hace que el reactor gire al mismo tiempo que la bomba y la turbina, con lo que la inclinación y velocidad de regreso del aceite turbina-bomba no sufren alteración; cesando, por tanto, la multiplicación de par. El reactor actúa solamente cuando hay resbalamiento de aceite.

En la figura 2.13G se representa la posición de los álabes de los tres componentes en relación con los números de revoluciones y los momentos torsores de cada uno.



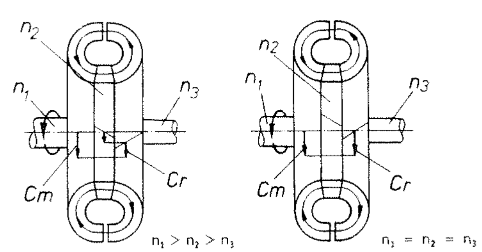


Fig. 2.13G Representación de la transmisión de fuerzas.

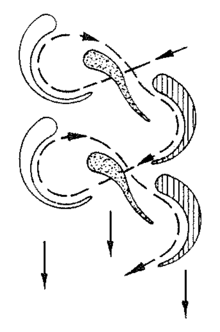


Fig. 2.13F Esquema de funcionamiento a régimen alto.

2.8.3 *Aplicación del convertidor hidráulico*

Con un convertidor hidráulico de par motor se consigue una multiplicación que va de 2/1 a 1/1, desde el momento de vencer el par resistente hasta el acoplamiento total de la transmisión. No obstante, es *imprescindible acoplar una caja de cambios,* pues el empleo exclusivo del convertidor exigiría un motor muy potente para vencer la inercia en el arranque.

Estos convertidores se emplean con cajas de cambio automáticas (fig. 2.14A), pero también pueden acoplarse a *cajas de cambio de engranajes paralelos* (figura 2.14B); en este caso, precisan la incorporación de un embrague de fricción, intercalado entre el convertidor y la caja de cambio, para poder efectuar el cambio de velocidades.

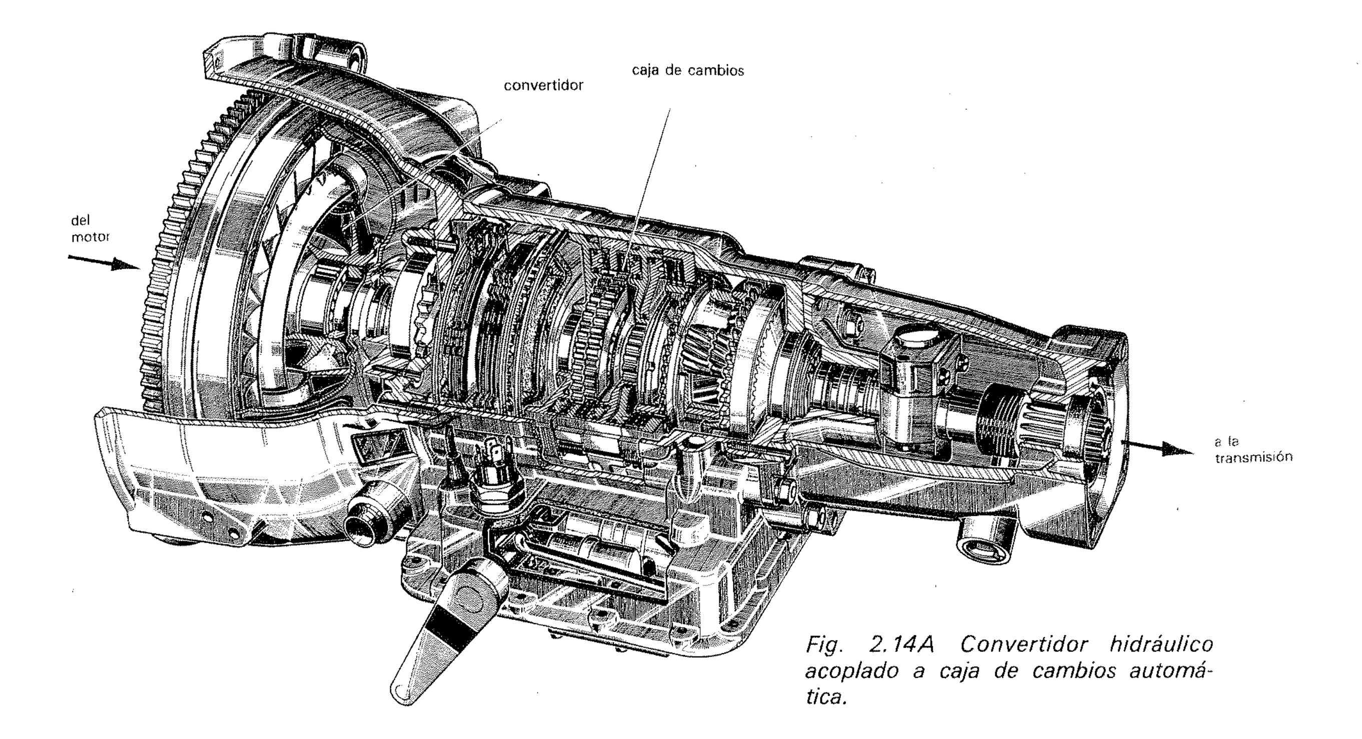
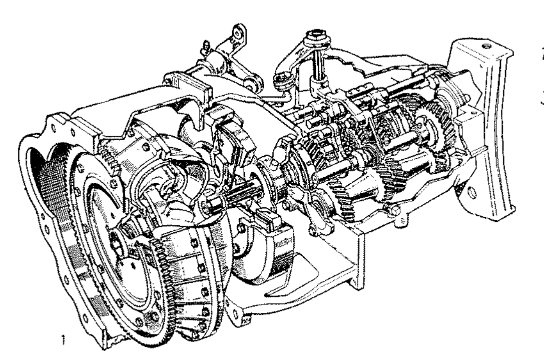
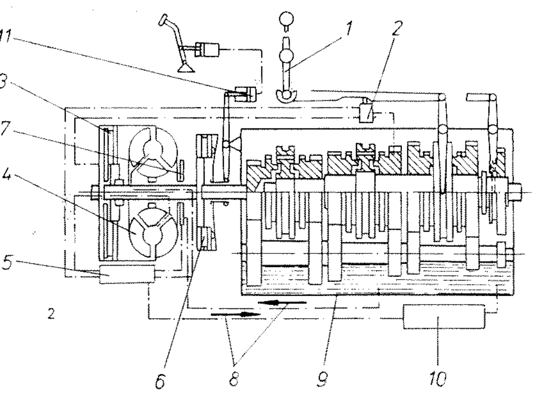


Fig. 2.14A Convertidor hidráulico acoplado a caja de cambios automática.





1 palanca de cambio
2 válvula de mando para el acoplamiento
3 acoplamiento para puentear el convertidor
4 convertidor de par hidrocinético
5 dispositivo de maniobra
6 embrague de fricción
7 bomba
8 corriente de aceite
9 caja de cambio de ejes paralelos
10 cambiador de calor
11 bombín

Fig. 2.14B Caja de cambios semiautomática: 1, perspectiva; 2, sección.

En la figura 2.14C se puede ver una transmisión *Rover* compuesta por un convertidor de par (1), un embrague de discos secos (2) con funcionamiento por servo de vacío, una caja de cambios sincronizada (3) de dos velocidades y marcha atrás y un supermultiplicador o supermarcha (4).

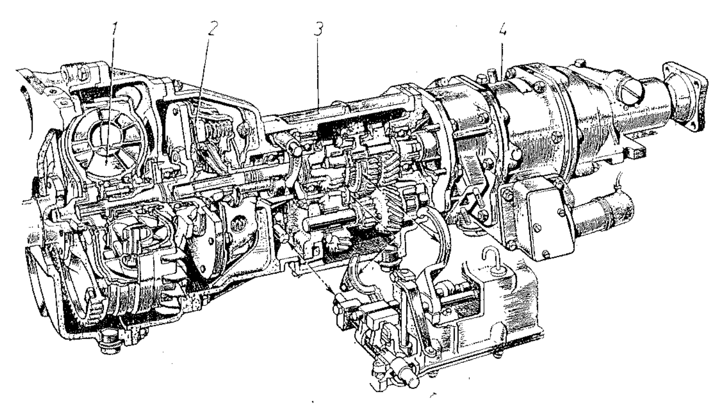


Fig. 2.14C Transmisor Rover.

2.8.4 *Entretenimiento del convertidor hidráulico*

El mantenimiento de un convertidor de par hidráulico es semejante al del embrague hidráulico y consiste, esencialmente, en verificar y cumplir lo siguiente:

- Ausencia de fugas de aceite.
- Adecuado nivel de aceite.
- Empleo de aceites de calidad recomendada.

En caso de avería —muy extraña en estos aparatos— las casas constructoras recomiendan la sustitución de todo el conjunto.

2.9 **Convertidor hidráulico acoplado a cajas de engranajes paralelos**

En el acoplamiento de un convertidor hidráulico con caja de cambios de engranes paralelos, en cuyo caso se denomina *transmisión semiautomática,* el embrague de fricción se sustituye por un *convertidor de par hidrocinético,* con un órgano de acoplamiento incorporado (fig. 2.15A) y que permite obtener una gama continua de variación de par motor de 2/1 a 1/1.

El órgano de acoplamiento es indispensable para poder realizar los cambios manuales en la caja sin estar el árbol primario sometido a movimiento, tiene por tanto la misión de interrumpir el par motor en el momento del cambio de velocidades.

2.9.1 *Constitución del mecanismo*

Este tipo de montaje (figs. 2.15A y 2.15B) está constituido por un convertidor hidrocinético (4) que lleva intercalado un embrague de fricción (6) (órgano de acoplamiento), una caja de cambios normal de engranajes paralelos (9) y un circuito hidráulico con un electroimán (5) para el mando del embrague.

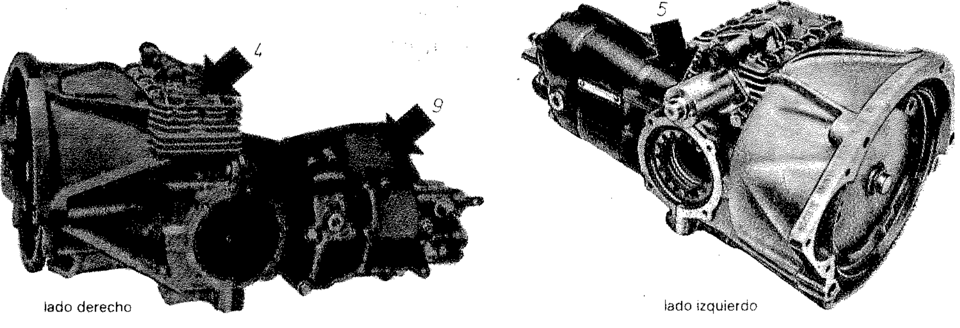


Fig. 2.15A Convertidor hidrocinético.

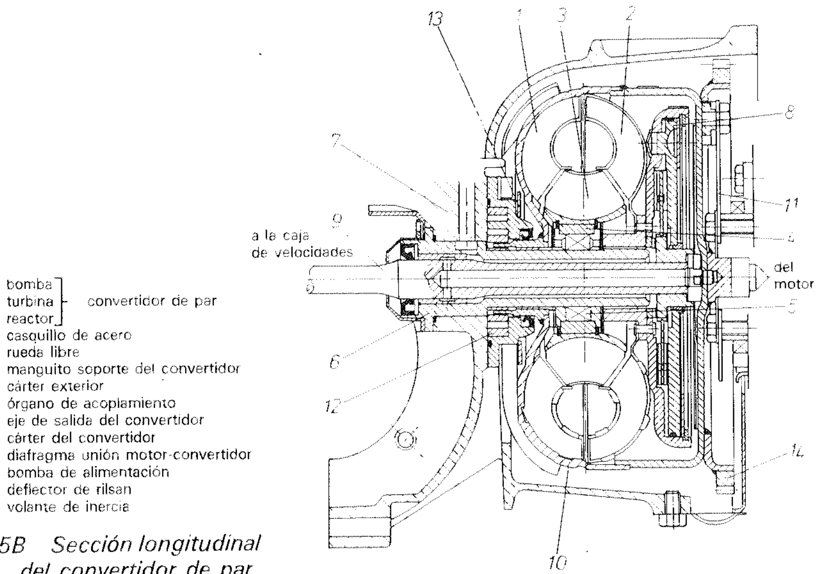


Fig. 2.15B Sección longitudinal del convertidor de par.

p = presión de desembrague
p_1 = presión de embrague

Fig. 2.15C Detalle de funcionamiento del órgano de acoplamiento.

El *convertidor* (fig. 2.15C), como el ya descrito en el apartado anterior, lleva la bomba impulsora (1) solidaria al cárter (10) del mismo, que se une al volante de inercia (14) por mediación de un diafragma (11).

El órgano de acoplamiento consiste (figs. 2.15B y C) en un embrague monodisco (1) funcionando en aceite, que permite la acción de embragado y desembragado por aplicación de presión sobre cada una de las caras del plato de acoplamiento (2). Las presiones *(p_1)* y *(p_2)* sobre las caras del plato, se obtienen hidráulicamente por medio de aceite a presión enviado por una válvula distribuidora, controlada por el electroimán, que funciona con la palanca de cambios.

2.9.2 *Esquema del circuito de mando*

El circuito de mando (fig. 2.15D), constituido por un *circuito hidráulico* y un *circuito eléctrico,* comprende los siguientes elementos:

— Un *depósito de aceite* (1) que hace las veces de vaso de expansión.

— Una *bomba* de aceite (2) que proporciona la presión necesaria (unos 5 kgf/cm²) para el accionamiento del embrague y mantiene el convertidor bajo presión, para evitar ruidos producidos por el vacío; además asegura la lubricación del conjunto.

— Una *válvula distribuidora* (3) con *válvula de descarga* (4) que limita la presión en el circuito.

— Un *electroimán* (5) para el mando de la válvula distribuidora, accionado por la *palanca de cambios* (6).

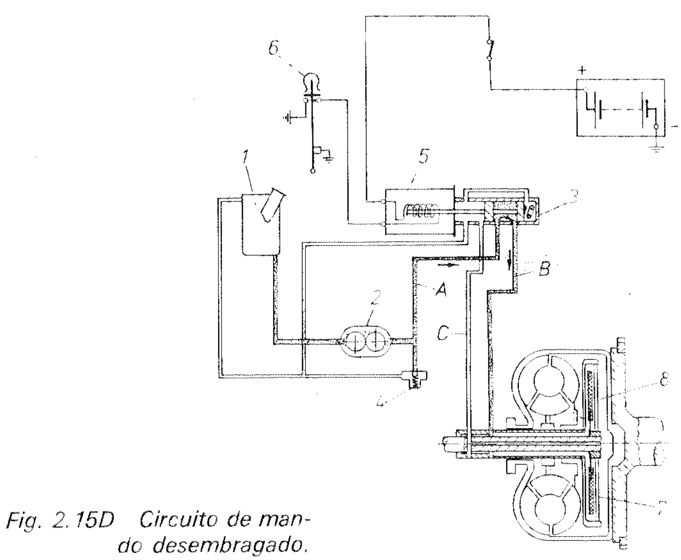


Fig. 2.15D Circuito de mando desembragado.

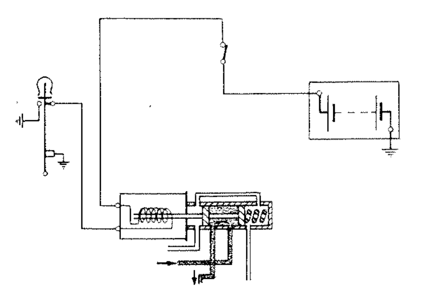


Fig. 2.15E Posición de embragado en el circuito de mando.

2.9.2.1 *Funcionamiento del circuito*

Con la palanca de cambios (6) en posición de punto muerto (fig. 2.15D) se cierra a masa el circuito eléctrico del electroimán (5), con lo cual, al estar éste excitado desplaza el émbolo de la válvula de corredera (3) hacia la derecha, poniendo en comunicación el conducto de entrada de presión *(A)* y el *circuito hidráulico de desembrague (B).* El aceite a presión desplaza el plato de presión (7) dejando libre el disco (8).

Cuando se mueve la palanca de cambios para seleccionar una velocidad, se cierra el circuito del electroimán a través de un interruptor acoplado a la palanca, con lo cual, como en el caso anterior, actúa el circuito de desembrague.

Una vez seleccionada la velocidad, el electroimán no actúa (fig. 2.15E), ya que su circuito de excitación queda abierto. En esta posición, la corredera de distribución de la válvula, empujada por su resorte, se desplaza hacia la izquierda, poniendo en comunicación la cámara central de la misma con el *circuito hidráulico de embragado (C).* El aceite, en este circuito, presiona sobre la parte exterior del plato (7) que lo acopla contra el disco (8), quedando el conjunto embragado.

2.9.3 *Diagnóstico de averías*

Las averías que pueden producirse en este tipo de transmisión semiautomática, son las siguientes:

- Bajo rendimiento y velocidad a la salida de la caja de cambios.
- El vehículo queda desembragado.
- El vehículo no desembraga.
- Pérdidas de aceite.
- Ruidos en el convertidor.

Para diagnosticar la avería correspondiente y determinar la causa de la anomalía, deben realizarse las siguientes operaciones, previa verificación del nivel de aceite del depósito.

2.9.3.1 *Bajo rendimiento y velocidad a la salida de la caja de cambios*

Para realizar esta prueba, conectar un tacómetro en el motor, inmovilizar el vehículo y ponerlo en marcha colocando la palanca de cambios en posición de carretera. Pisar el freno y acelerar al máximo para controlar el régimen de revoluciones del motor en estas condiciones de funcionamiento. Esta prueba no debe durar más de 10 segundos, para evitar un sobrecalentamiento del convertidor por resbalamiento del aceite.

Según los resultados obtenidos en el tacómetro, se puede diagnosticar lo siguiente:

— Lectura inferior a 1 400 r. p. m. El convertidor está defectuoso.

— Lectura entre 1 400 y 1 600 r. p. m. El motor no desarrolla toda su potencia.

— Lectura entre 1 700 y 2 000 r. p. m. El motor y el convertidor se hallan en perfectas condiciones.

— Lectura superior a 2 000 r. p. m. La alimentación de aceite en el convertidor es insuficiente o el embrague patina.

En el primero y último caso debe sustituirse el convertidor.

2.9.3.2 *El vehículo queda desembragado*

Para realizar esta prueba se desconecta el electroimán y, con el vehículo inmovilizado, se introduce una velocidad. Poner en marcha el vehículo y acelerar.

— Si el defecto queda suprimido, la avería está en los contactos de la palanc de cambios (comunicación a masa).

— Si el defecto continúa, la avería puede estar en el convertidor, en el electroimán o en la válvula corredera.

2.9.3.3 *El vehículo no desembraga*

Para esta prueba (fig. 2.16A) alimentar el electroimán directamente con un batería auxiliar y, con el vehículo inmovilizado, ponerlo en marcha y acelerar.

— Si el defecto queda suprimido, la avería está en los contactos de la palanc de cambios o en algún cable mal conexionado o cortado.

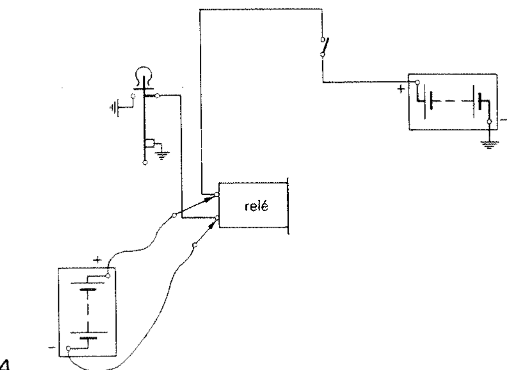


Fig. 2.16A

— Si el defecto continúa, la avería está en el convertidor, en el electroimán o en la válvula corredera.

2.9.3.4 *Pérdidas de aceite*

Para esta prueba, revisar el exterior del cárter del convertidor y el nivel de aceite en la caja de cambios.

— Si las fugas son por la parte superior, éstas se realizan a través de la tapa superior del convertidor.

— Si las fugas son por la parte inferior, éstas son debidas al retén de la bomba de alimentación.

— Si el nivel de aceite en la caja de cambios es superior al normal, las fugas se realizan por el retén del árbol de salida. En estos dos últimos casos, debe cambiarse el convertidor.

2.9.3.5 *Ruidos en el convertidor*

Para esta prueba, efectuar un corto recorrido con el vehículo en carretera para identificar la clase de ruido que se produce.

— Si se aprecia un silbido agudo en ralentí, sobre todo en caliente, el defecto está en la válvula de descarga.

— Si se aprecia un fuerte chirrido, el defecto está en el deflector que en seco roza con el convertidor.

2.9.4 *Comprobación y reparaciones*

El conjunto convertidor suele venir de fábrica sellado con puntos de seguridad para impedir cualquier intervención en sus órganos internos por lo que, en caso de avería, debe reemplazarse completo.

Por tanto, y según la avería diagnosticada, los elementos de este conjunto de transmisión sujetos a revisión y reparación son los siguientes:

- Palanca de cambios y sus contactos a masa.
- Mazo de cables del circuito eléctrico.
- Electroimán de mando.
- Válvula corredera.
- Tapa superior del distribuidor y su junta.
- Válvula de descarga.
- Filtros de aceite.

2.9.4.1 *Comprobación del circuito eléctrico*

Para comprobar el circuito eléctrico, desconectar el cable de alimentación de la palanca de cambios (fig. 2.15D) e intercalar una lámpara entre el borne positivo de la batería y el terminal de la palanca (fig. 2.16B).

En estas condiciones, la lámpara debe encenderse en posición de punto muerto y al manipular con la palanca para el cambio de marchas. Debe permanecer apagada con la palanca libre en cualquier posición del cambio de marchas.

Si se detecta cualquier anomalía en esta prueba, revisar los contactos de la palanca ya que podría haber algún cable roto o desoldado; en caso contrario, cambiar el conjunto de la palanca.

Si el funcionamiento de la palanca es correcto y el electroimán no funciona, dar corriente directa al electroimán (fig. 2.16A) y, si éste se activa, la avería está en

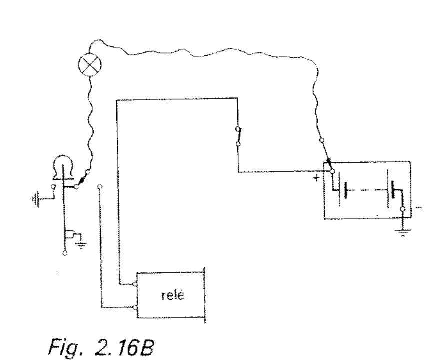


Fig. 2.16B

el circuito de alimentación del mismo (revisar los terminales de conexión); si no se activa, la avería está en el electroimán.

2.9.4.2 *Comprobación del electroimán*

Sin desmontarlo del vehículo, conectar una lámpara, de 15 W, en serie con el electroimán (fig. 2.16C) para comprobar la continuidad en el circuito de la bobina. Si el circuito eléctrico es correcto y el embrague no funciona, debe desmontarse el electroimán y comprobar el funcionamiento mecánico del mismo.

El electroimán desmontado del vehículo se conecta a una fuente de alimentación y se comprueba que el empujador sale del cuerpo del electroimán desplazándose libremente. Al cortar la corriente se comprueba que el empujador entra libremente con una ligera presión de la mano.

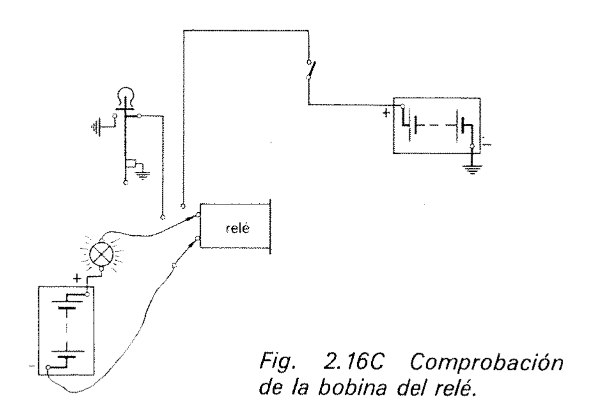


Fig. 2.16C Comprobación de la bobina del relé.

2.9.4.3 *Comprobación de la válvula corredera*

Con el electroimán desmontado se comprueba que la válvula se desliza suavemente en su alojamiento. Si esto no es así, se extrae con unas pinzas y se limpia. En caso de tener las superficies rayadas, hay que sustituir la válvula.

2.9.4.4 *Estanquidad en el convertidor*

Comprobadas y localizadas las pérdidas de aceite (ver punto 2.9.3.4) se reparan las producidas en la tapa superior. Para ello, se desmonta ésta y se sustituye la junta, comprobando las superficies de asiento.

Teniendo desmontada la tapa, se verifica y se limpia el filtro principal, asegurándose de que su junta de goma está en perfecto estado; lo mismo se hace con el filtro secundario.

También se comprueba la válvula de descarga, asegurándose de que la guía entre correctamente en el muelle.

CUESTIONARIO

2.1 ¿Qué misión cumple la caja de cambios?
2.2 Elementos que componen una caja de cambios de engranajes paralelos.
2.3 ¿Cómo se efectúa el sincronismo en una caja de cambios y cómo se transmite el movimiento?
2.4 Forma y disposición de los piñones en una caja de cambios sincronizada.
2.5 ¿Cómo se efectúa el enclavamiento de las marchas para que éstas no se salgan de su posición?
2.6 Averías en una caja de cambios de engranajes paralelos.
2.7 Comprobaciones a efectuar en una caja de cambios.
2.8 ¿En qué consiste y cómo funciona un tren de engranajes epicicloidales?
2.9 Constitución y funcionamiento de una caja de cambios automática.
2.10 ¿Cómo se efectúa el cambio de velocidades en una caja de cambios automática?
2.11 Elementos que componen el circuito de mando hidráulico en una caja de cambios automática.
2.12 Constitución y funcionamiento del regulador centrífugo.
2.13 Constitución y funcionamiento del distribuidor de mando hidráulico.
2.14 ¿Qué misión tiene el retardador?
2.15 ¿Cómo funciona un convertidor hidráulico de par motor y qué par máximo puede transmitir?

2.16 ¿Cómo está constituido un convertidor hidráulico acoplado a una caja de cambio de engranajes paralelos?

2.17 ¿Cómo se efectúa el embragado y desembragado de un convertidor hidráulico con acoplamiento de desembrague?

2.18 Diagnóstico de averías en un conjunto convertidor para cajas de cambios de engranajes paralelos.

2.19 ¿Para qué se utiliza el *overdrive* o supermarcha?

2.20 ¿Cómo se realiza el acoplamiento automático en el *overdrive*.

EJERCICIOS

1.º Un motor capaz de desarrollar un par máximo de 35 kgf · m a 2 200 r. p m., está acoplado a un vehículo con ruedas de 90 cm de diámetro y un puente de relación 7/43. Las relaciones en la caja de cambios son: R_1 = 6,25/1; R_2 = 4,3/1; R_3 = 3,15/1; R_4 = 1,85/1 y R_5 = 1/1. Calcular:

1.º La velocidad máxima y mínima alcanzada por el vehículo.
2.º El par máximo transmitido a las ruedas.
3.º La fuerza de impulsión en directa.

2.º A la caja de cambios del ejercicio anterior se le acopla un *overdrive* o supermarcha que tiene un planetario y una corona de 50 y 80 dientes, respectivamente. Calcular las velocidades obtenidas en las distintas desmultiplicaciones de la caja de cambios, cuando se la acopla el mecanismo de supermarcha.

3.º En una caja simplificada de transmisión directa, el árbol primario está compuesto por los siguientes piñones: piñón de 1.ª = 21 dientes; piñón de 2.ª = 27 dientes; piñón de 3.ª = 31 dientes; piñón de 4.ª = 39 dientes.
Calcular los piñones que se debe colocar en el secundario para obtener las siguientes relaciones de desmultiplicación: 1.ª = 4,4/1; 2.ª = 3,2/1; 3.ª = 1,23/1; 4.ª = 0,95/1.

4.º ¿Qué velocidad se obtendría con la caja de cambios del ejercicio anterior cuando el vehículo circula en directa con el motor girando a 4 560 r. p. m., si la reducción del puente es 6/1 y se coloca una llanta de 75 cm de diámetro?

5.º Un vehículo que alcanza su potencia máxima a 6 000 r. p. m. y su par máximo a 4 000 r. p. m. desarrolla una velocidad máxima de 120 km/h, con una desmultiplicación en el puente de 6/1. Calcular:

1.º El diámetro de la rueda empleada.
2.º Las relaciones de desmultiplicación en la caja de cambios.

6.º Un vehículo cuyo motor proporciona un par máximo de 20 kgf · m a 3 000 r. p.m., tiene acoplada una caja de cambios cuyas relaciones de desmultiplicación son las siguientes: 1.ª = 6,4/1; 2.ª = 4,3/1; 3.ª = 1,6/1; 4.ª = 1/1. Al subir una pendiente, el par resistente aumenta un 60 %. Se desea saber qué velocidad se debe acoplar, para que el vehículo supere la pendiente, obteniendo del motor el máximo rendimiento.

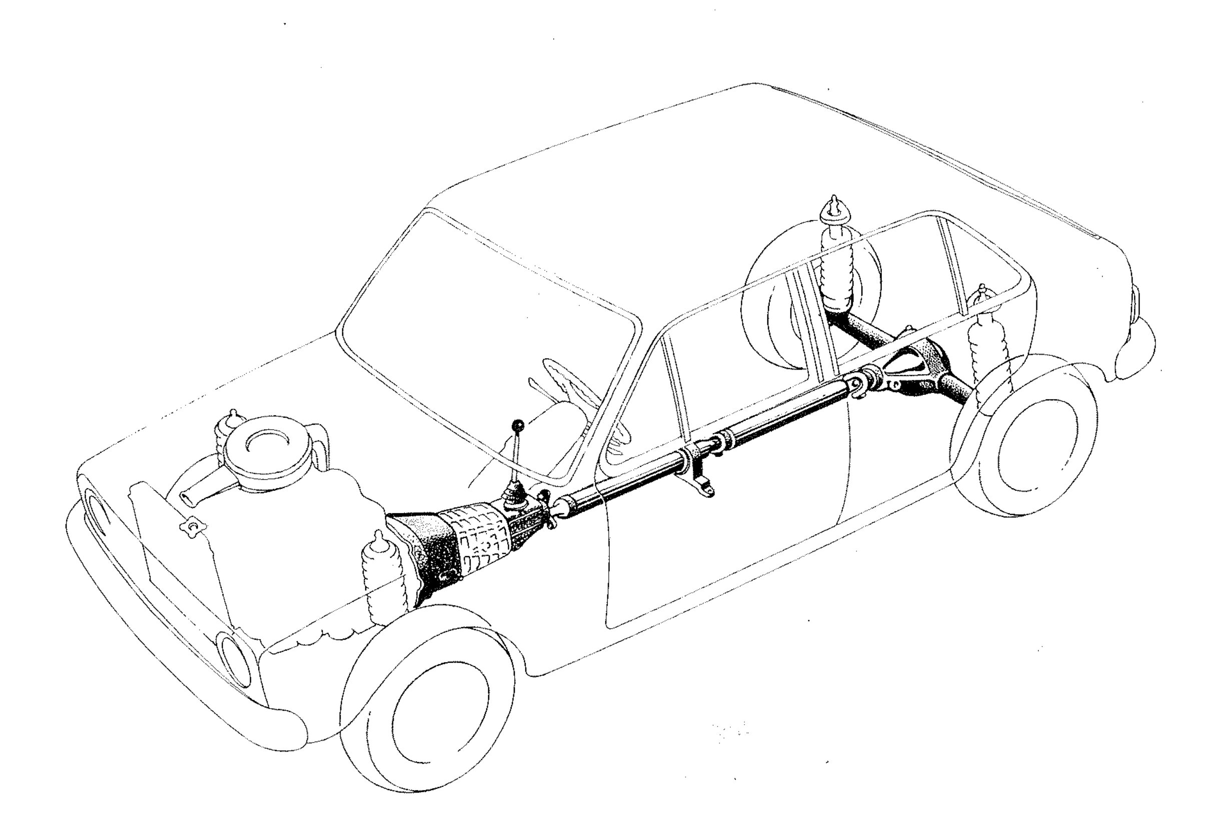
7.º Dibujar un esquema del circuito del mando hidráulico para una caja de cambios automática.

8.º Dibujar el esquema eléctrico para el accionamiento del mando hidráulico en el desembrague de un convertidor de par.

9.º Un vehículo lleva acoplada una caja de cambios automática con los siguientes piñones en sus trenes de engranajes epicicloidales: planetario y corona del primer tren, 60 y 90 dientes, respectivamente; planetario y corona del segundo tren, 40 y 70 dientes. Calcular las relaciones de desmultiplicación obtenidas en la caja de cambios.

10.º La caja de cambios del ejercicio anterior provista de un convertidor hidrocinético se acopla a un motor que desarrolla un par máximo de 12 kgf · m a 3 000 r. p. m. Calcular el par de transmisión máximo obtenido a la salida de la caja de cambios y la velocidad desarrollada en 2.ª velocidad.

3. Transmisión



OBJETIVOS

— *Conocer cómo se produce el movimiento en las ruedas motrices.*
— *Familiarizar al alumno con los diferentes tipos y elementos que componen los mecanismos de transmisión.*
— *Establecer la misión, funcionamiento y características de cada uno de sus componentes.*
— *Analizar las averías que pueden producirse en estos mecanismos y explicar la forma de repararlas.*

EXPOSICIÓN DEL TEMA

3.1 Estudio dinámico de la transmisión de movimiento

Se entiende por *transmisión* el conjunto de elementos que transmiten el giro del motor a las ruedas.

Estos elementos —*embrague, caja de cambios, grupo reductor, elementos de unión* y *ruedas*— (fig. 3.1), transmiten a las ruedas motrices el par de rotación obtenido en el volante del motor y originan en ellas (fig. 3.2A) una fuerza tangencial *(F)* que produce el giro de las mismas.

$$C_t = F_1 \cdot R_1 = F \cdot R \qquad [3.1]$$

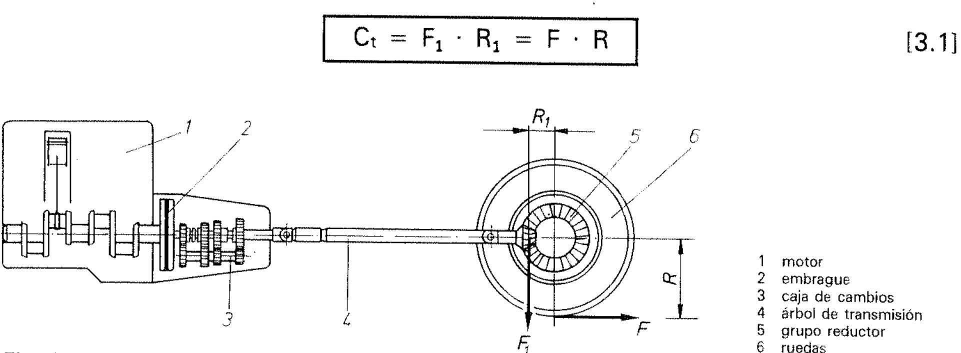
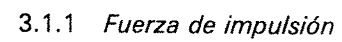


Fig. 3.1 Elementos de transmisión.

3.1.1 *Fuerza de impulsión*



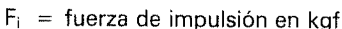
Cuando las ruedas giran en vacío (fig. 3.2A), al no existir resistencia que se oponga al giro de las ruedas, la fuerza *(F)* hace que estas giren libremente sin producir desplazamiento. En este caso la *fuerza de impulsión* es nula y no se produce desplazamiento en el vehículo.

Fig. 3.2A

Cuando la rueda se apoya en el terreno (fig. 3.2B) aparece, en el punto de apoyo *(A)*, una fuerza *(F_r)*, llamada *fuerza de reacción*, que se opone al giro de la rueda. Esta fuerza de reacción hace que la *fuerza tangencial (F)* desplace a la rueda, haciéndola rodar sobre su punto de apoyo, y origina una *fuerza de empuje (F_i)* aplicada al eje de las ruedas que produce el movimiento del vehículo.

Esta fuerza de empuje conocida también como *fuerza de impulsión (F_i)* es igual en todo momento a la fuerza de reacción *(F_r)* y tiene por valor:

$$F_i = \frac{C_r}{R} \qquad [3.2]$$



F_i = fuerza de impulsión en kgf
C_r = par resistente en kgf · m
R = radio de la rueda en m

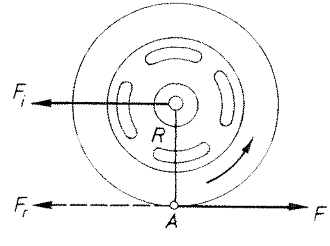


Fig. 3.2B

EJERCICIO RESUELTO

Problema 1

Calcular la fuerza de impulsión que hay que aplicar a un vehículo con una rueda de 60 cm de diámetro para vencer un par resistente de 90 kgf · m en las ruedas.

Solución:

Dando valores a la expresión [3.2] se tiene:

$$F_i = \frac{C_r}{R} = \frac{90}{0,3} = 300 \text{ kgf}$$

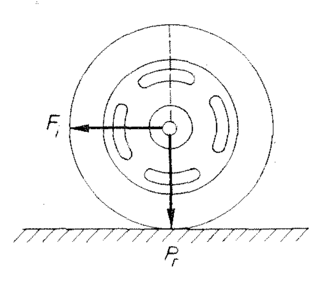


Fig. 3.2C

3.1.2 *Fuerza de reacción*

La *fuerza de reacción (F_r)* viene determinada por el *peso (P_r)* que gravita sobre cada rueda y por el *coeficiente de adherencia* (μ) del neumático sobre el terreno (figura 3.2C).

$$\boxed{F_r = P_r \cdot \mu} \qquad [3.3A]$$

Como la fuerza de impulsión está en función de la reacción que opone la rueda al desplazamiento ($F_i = F_r$), el coeficiente de adherencia (μ) viene determinado por la relación que existe entre la fuerza de impulsión que hay que aplicar para vencer la resistencia de la rueda y el peso que gravita sobre ella.

$$\boxed{\mu = \frac{F_r}{P_r} = \frac{F_i}{P_r}} \qquad [3.3B]$$

Este coeficiente depende (tabla 3.3) de la *naturaleza* y *estado del terreno,* del *tipo de neumáticos, desgaste de los mismos,* etc.; condiciones todas ellas que hacen que la fuerza de tracción sea variable para un determinado vehículo, ya que su peso es constante.

Tabla 3.3 Coeficiente de adherencia (μ)

Terreno	*Estado del terreno*	*Neumáticos*	
		Nuevos	*Viejos*
Hormigón	seco mojado	1 0,7	1 0,5
Asfalto grueso	seco mojado	1 0,7	1 0,5
Asfalto normal	seco mojado	0,6 0,5	0,6 0,3
Barro		0,2	0,1
Hielo		0,05	0,05

EJERCICIO RESUELTO

Problema 2

¿Qué par de transmisión hay que aplicar a un vehículo que pesa 1 200 kgf para que se desplace, sabiendo que tiene acopladas unas ruedas de 70 cm de diámetro? El coeficiente de adherencia al terreno es de 0,9.

Solución:

Dando valores a la expresión [3.3A], la fuerza de reacción que oponen las cuatro ruedas a su desplazamiento tiene por valor:

$$F_r = P_t \cdot \mu = 1\,200 \times 0,9 = 1\,080 \text{ kgf}$$

El par resistente en las ruedas es de:

$$C_r = F_r \cdot R = 1\,080 \times 0,35 = 378 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

Por tanto, el par de transmisión que se debe aplicar vale:

$$C_t = C_r = 378 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

3.1.3 *Par de transmisión máximo*

Para que la *fuerza de impulsión sea máxima* y, por tanto, lo sea el *par motor,* tiene que cumplirse la condición de que la fuerza tangencial *(F)* aplicada a la rueda, sea igual en todo momento a la fuerza de reacción del neumático sobre el terreno *(F_r),* sin que existan resistencias pasivas que se opongan al movimiento.

En este caso (fig. 3.2B) la fuerza de impulsión *(F_i)* es igual a la fuerza tangencial *(F)* aplicada a la rueda, y será máxima ($F_r = P_r$) cuando lo sea el coeficiente de adherencia ($\mu = 1$):

$$F \cdot R = F_i \cdot R = F_r \cdot R$$

de donde:

$$\boxed{C_t = C_r = P \cdot \mu \cdot R} \qquad [3.4]$$

Cualquier variación en el *par resistente* (peso, coeficiente de adherencia o resistencias pasivas que se oponen al movimiento), modifica la fuerza de impulsión y, por tanto, las condiciones de marcha del vehículo.

3.1.4 *Relación entre la fuerza de impulsión y la fuerza aplicada*

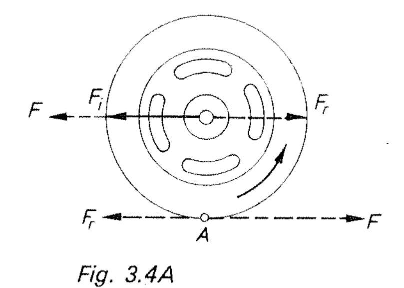


Fig. 3.4A

Si en un momento dado las ruedas pierden adherencia al suelo, debido a la lluvia, hielo, nieve, etc., la fuerza de reacción disminuye y, por tanto, el *par resistente* también. Al disminuir la fuerza de reacción ($F_r < F$), aparece entre estas dos fuerzas una resultante que hace girar a la rueda, patinando sobre el terreno. Este giro de la rueda se opone al movimiento y, en consecuencia, a la tracción, haciendo que la fuerza de impulsión sea menor (fig. 3.4A).

Lo mismo ocurre en el caso contrario; para unas condiciones de resistencia dadas, al aplicar una mayor fuerza motriz a las ruedas ($F > F_r$) éstas tienden a patinar.

Si la fuerza aplicada es inferior a la resistencia ($F < F_r$), la fuerza de impulsión resultante no es capaz de vencer el par resistente en la rueda y, por tanto, el vehículo no se desplaza (fig. 3.4B).

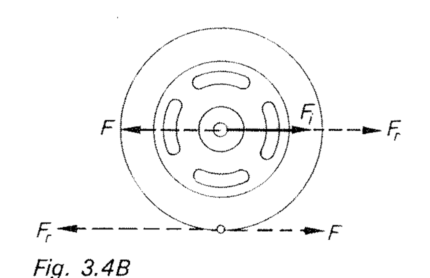


Fig. 3.4B

Estos resultados indican que el par de transmisión aplicado a las ruedas viene condicionado por el par resistente obtenido en las mismas para que el vehículo se desplace. En todo vehículo interesa obtener el mayor grado de adherencia en las ruedas motrices y la menor resistencia a la rodadura, por lo que los fabricantes de vehículos suelen trasladar la mayor parte del peso a estas ruedas, colocando además neumáticos de tamaño y peso adecuados.

Como puede observarse, en el *par resistente* no puede intervenir el conductor, por lo que para obtener el *par de transmisión necesario* e igualar el condicionante ($C_t = C_r$), hay que actuar sobre la potencia del motor, multiplicando o reduciendo el par de transmisión a la salida de la caja de cambios.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 3

Un vehículo que pesa 2 400 kgf, repartidos uniformemente sobre las cuatro ruedas, con un coeficiente de adherencia en las mismas de 0,95 y un diámetro de 70 cm, lleva acoplado un motor de 70 CV que desarrolla un par máximo de 10 kgf · m. Calcular:

1.º El par resistente en las ruedas.

2.º La reducción que habrá que aplicar en la caja de cambios para obtener el par de transmisión necesario, sabiendo que la reducción en el puente es de 6/1.

3.º La fuerza de impulsión necesaria para mover el vehículo.

Solución:

1.º Siendo el peso que descansa sobre la rueda:

$$P_r = \frac{P_t}{4} = \frac{2\,400}{4} = 600 \text{ kgf}$$

el par resistente en las ruedas es:

$$C_r = P_r \cdot \mu \cdot R = 600 \times 0{,}95 \times 0{,}35 = 199{,}5 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

2.º Si el par de transmisión en las ruedas es:

$$C_t = C_r = C_m \cdot R_c \cdot R_p$$

la reducción que hay que aplicar en la caja de cambios es:

$$R_c = \frac{C_r}{C_m \cdot R_p} = \frac{199{,}5}{10 \times 6} = 3{,}325 \quad \rightarrow 3{,}325/1$$

3.º Si la resistencia total que opone el vehículo es:

$$C_{rt} = 4 \cdot C_r = 4 \cdot P_r \cdot \mu \cdot R = 4 \times 199{,}5 = 798 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

la fuerza de impulsión necesaria para desplazarlo es:

$$F_i = \frac{C_{rt}}{R} = \frac{798}{0{,}35} = 2\,280 \text{ kgf}$$

3.2 Resistencias que actúan sobre el vehículo en movimiento

Todo vehículo en movimiento está sometido a una *serie de resistencias pasivas* que se oponen a su desplazamiento. Éstas hacen aumentar el par resistente en las ruedas y entonces es necesario aumentar el par de transmisión para desplazar el vehículo.

La *resistencia total* que opone un vehículo en su desplazamiento, además del peso propio, viene determinada por los siguientes factores:

- Resistencia a la rodadura.
- Resistencia por pendiente.
- Resistencia del aire.
- Resistencia por rozamientos internos.
- Resistencia por inercia.

3.2.1 *Resistencia a la rodadura*

Debido a la carga que gravita sobre las ruedas, los neumáticos ejercen una presión sobre el terreno. Esta presión hace que el neumático no se apoye sobre un punto sino sobre una superficie más o menos grande (huella) que origina un rozamiento sobre el terreno y, por tanto, una resistencia *(F_{rd})*, denominada *resistencia a la rodadura.*

Esta resistencia, que depende de la profundidad de la huella que deja el neumático sobre el terreno (fig. 3.5A), está en función del *peso del vehículo (P_t)* y del *coeficiente de resistencia a la rodadura* (μ_r).

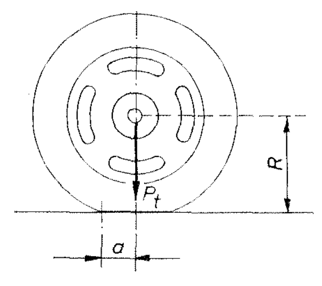


Fig. 3.5A

$$F_{rd} = P_t \cdot \mu_r \qquad [3.5]$$



F_{rd} = fuerza de resistencia a la rodadura
P_t = peso del vehículo
μ_r = coeficiente de resistencia a la rodadura

El coeficiente de resistencia a la rodadura, calculado en función de la huella (figura 3.5A), depende de la *naturaleza y estado del terreno* sobre el que se apoya la rueda, de las *dimensiones del neumático,* de la *presión de inflado,* etc. Todas estas condiciones determinan este coeficiente, tabla 3.5B, y hacen que la resistencia a la rodadura sea variable para un determinado vehículo. Según lo dicho, este coeficiente vale:

$$\mu_r = \frac{a}{R} \qquad [3.6]$$

a = semilongitud de la huella
R = radio de la rueda

Tabla 3.5B Coeficientes de resistencia a la rodadura

Terreno	*Valor de μ_r*	
	Nuevo	*Usado*
Asfalto	0,01	0,02
Hormigón	0,015	0,025
Adoquín	0,015	0,03
Balasto	0,02	0,04
Tierra	0,05	0,15
Arena	0,15	0,3

EJERCICIO RESUELTO

Problema 4

¿Cuál será la resistencia a la rodadura que ofrece un vehículo que pesa 1 200 kgf y deja una huella de 4 cm, sabiendo que el diámetro de la rueda es de 70 cm?

Solución:

Según la expresión [3.6] el coeficiente de rodadura para ese vehículo es de:

$$\mu_r = \frac{a}{R} = \frac{2}{35} = 0{,}057$$

Éste origina una resistencia a la rodadura de:

$$F_{rd} = P_t \cdot \mu_r = 1\,200 \times 0{,}057 = 68{,}4 \text{ kgf}$$

3.2.2 *Resistencia por pendiente*

Cuando el vehículo se encuentra en un plano inclinado (fig. 3.6), una parte del peso gravita contra el sentido de la marcha, originando una resistencia *(F_{rp})*, debida a la pendiente, que se opone a la fuerza de impulsión. Por consiguiente hay que aumentar ésta para poder desplazar el vehículo.

La *resistencia debida a la pendiente* depende del *peso del vehículo* y del *ángulo de pendiente* del terreno (α).

$$\boxed{F_{rp} = P_t \cdot \text{sen}\ \alpha} \qquad [3.7]$$

El ángulo de pendiente viene determinado por la relación que existe entre la *altura del terreno (h)* y la *longitud (l)* del mismo; se expresa en % de pendiente a subir.

$$\text{sen}\ \alpha = \frac{h}{l}$$

$$\boxed{\text{pendiente} = \text{sen}\ \alpha \times 100 = \frac{h}{l} \times 100 \text{ (en \%)}} \qquad [3.8]$$

Fig. 3.6

En función de estos valores, conocidos por la situación geográfica del terreno, se puede calcular la pendiente o el ángulo de inclinación del mismo.

EJERCICIOS RESUELTOS

Problema 5

Sabiendo que un vehículo asciende 180 m en 1 km de recorrido, ¿cuál es el ángulo de inclinación del terreno y la pendiente del mismo?

Solución:

Aplicando la expresión [3.8] se tiene:

$$\text{sen}\ \alpha = \frac{h}{l} = \frac{180}{1\,000} = 0{,}18$$

El valor hallado corresponde a un ángulo de inclinación de $\alpha = 10°\ 30'$ y una pendiente del 18 %.

Problema 6

Calcular la resistencia que opone un vehículo que pesa 1 600 kgf a subir una pendiente del 20 %.

Solución:

Dando valores a la expresión [3.7] se tiene:

$$F_{rp} = P_t \cdot \text{sen}\ \alpha = 1\,600 \times 0{,}2 = 320 \text{ kgf}$$

3.2.3 *Resistencia del aire*

Todo vehículo en movimiento está sometido a la *resistencia que opone el aire* a su desplazamiento (fig. 3.7A). Esta resistencia influye notablemente sobre la velocidad desarrollada por el vehículo; su magnitud depende de la presión que ejerce el aire sobre la superficie frontal expuesta al viento y de las características aerodinámicas del vehículo.

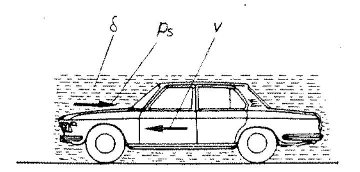


Fig. 3.7A

$$\boxed{F_{ra} = p_s \cdot S \cdot K_a} \qquad [3.9]$$

F_{ra} = fuerza de resistencia que opone el aire al desplazamiento del vehículo en kgf
S = superficie frontal del vehículo sobre la que incide el aire en m^2
p_s = presión superficial o presión resistente en kgf/m^2
K_a = coeficiente aerodinámico

– *La presión superficial (p_s)* depende de la *velocidad del vehículo* y de la *velocidad y dirección del viento,* así como de la *densidad del aire,* según la altura geográfica del terreno.

$$p_s = \frac{\delta}{2} (v \pm v_a)^2$$

Para valor de la densidad se toma:

$$\delta = \frac{p_e}{g} = \frac{1,226}{9,81} = 0,125$$

Ahora, poniendo la velocidad en m/s, el valor de la presión superficial queda así:

$$\boxed{p_s = \frac{0,125}{2 \times 3,6^2} (v \pm v_a)^2 = 0,0048 \, (v \pm v_a)^2} \qquad [3.10]$$

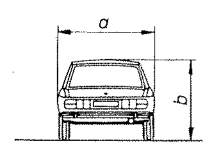


Fig. 3.7B

v = velocidad del vehículo en km/h
v_a = velocidad del aire en km/h

Se tomará el signo + cuando el aire tenga la misma dirección y sentido que el vehículo, y se tomará el signo – cuando el sentido del aire sea contrario.

– *La superficie expuesta al viento* es muy difícil de calcular debido a que no es uniforme; se determina aproximadamente (fig. 3.7B) en función de la *anchura entre ejes (a)* y de la *altura del vehículo (b).*

$$\boxed{S = 0,9 \cdot a \cdot b} \qquad [3.11]$$

– *El coeficiente (K_a)* se determina en el *túnel aerodinámico* donde se obtienen unos coeficientes (fig. 3.7C) que dependen de las características de la carrocería del vehículo. Para que este coeficiente sea mínimo, deben diseñarse las carrocerías de tal forma que la corriente de aire que incide sobre ellas, se desvíe hacia atrás con el menor número posible de remolinos de aire durante el desplazamiento, originados por la presencia de obstáculos.

Sustituyendo en la expresión [3.9] los valores obtenidos en [3.10] y [3.11], se tiene como valor final para resistencia del aire:

$$\boxed{F_{ra} = 0,0048 \, (v \pm v_a)^2 \cdot S \cdot K_a} \qquad [3.12]$$

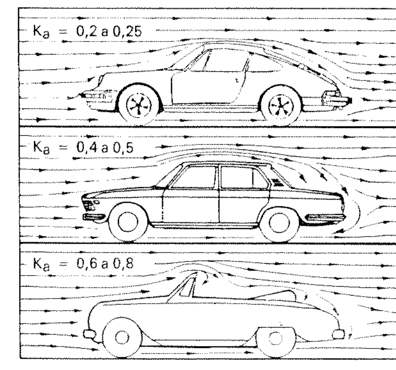


Fig. 3.7C *Coeficientes aerodinámicos.*

La velocidad e incidencia del aire sobre el vehículo influye directamente sobre la velocidad total a desarrollar por el mismo, ya que si el viento incide por detrás, eleva la velocidad de marcha, y si es de frente, la disminuye.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 7

Un turismo que tiene un coeficiente aerodinámico de $K_a = 0,4$, con una anchura de 1 300 mm y una altura de 1 250 mm, circula a una velocidad de 100 km/h. Calcular la resistencia que opone el aire a su desplazamiento, suponiendo que no existe viento ni a favor ni en contra.

Solución:

Aplicando la expresión [3.11] se tiene, para la superficie expuesta al viento:

$$S = 0,9 \cdot a \cdot b = 0,9 \times 1,3 \times 1,25 = 1,46 \text{ m}^2$$

Dando valores ahora a la expresión [3.12] se tiene, para la resistencia del aire:

$$F_{ra} = 0,0048 \cdot v^2 \cdot S \cdot K_a = 0,0048 \times 100^2 \times 1,46 \times 0,4 = 28,03 \text{ kgf}$$

3.2.4 *Resistencia por rozamientos mecánicos*

Esta resistencia es debida a las *pérdidas de rendimiento en los mecanismos de transmisión* y oscila entre un 10 y un 15 % de la potencia transmitida por el motor:

$$\boxed{W_n = \eta_m \cdot W_f = 0,85 \cdot W_f} \qquad [3.13]$$

W_n = potencia útil en rueda
W_f = potencia aplicada a la transmisión o potencia al freno necesaria para mover el
= vehículo
η_m = 0,85 (rendimiento mecánico)

3.2.5 *Resistencia por inercia*

Esta resistencia se pone de manifiesto en los cambios de velocidad y viene determinada por la *energía absorbida* por el vehículo para producir el incremento de velocidad.

Como todo aumento de velocidad origina una aceleración, la resistencia que opone el vehículo a la misma es:

$$\boxed{F_{ri} = m \cdot a} \qquad [3.14]$$

F_{ri} = fuerza de resistencia a la inercia en kgf
m = masa del vehículo en kg
a = aceleración del vehículo en m/s²

EJERCICIO RESUELTO

Problema 8

¿Cuál es la fuerza que hay que aplicar a un vehículo que pesa 1 200 kgf para obtener un incremento de velocidad de 20 km/h en 5 segundos?

Solución:

Siendo la masa del vehículo:

$$m = \frac{p}{g} = \frac{1\,200}{9,81} = 122,3 \text{ kg}$$

y la aceleración que se desea producir:

$$a = \frac{\Delta v}{t} = \frac{\dfrac{20 \times 1\,000}{3\,600}}{5} = 1,1 \text{ m/s}^2$$

la fuerza que hay que aplicar para obtener dicho incremento:

$$F_{ri} = m \cdot a = 122,3 \times 1,1 = 134,5 \text{ kgf}$$

3.2.6 *Resistencia total*

La *resistencia total* que opone un vehículo a su desplazamiento (fig. 3.8) determina la magnitud de la fuerza de impulsión necesaria y equivale al conjunto de fuerzas resistentes que se oponen a su desplazamiento.

Fig. 3.8 Resistencia que se opone al desplazamiento del vehículo.

Cuando el vehículo parte del reposo, la resistencia que opone a su desplazamiento se debe: a su *propio peso* para vencer la inercia al movimiento *(F_r)* y a las *resistencias pasivas* que se originen en ese momento, como es la pendiente *(F_{rp})* y la de rodadura *(F_{rd}).*

$$F_i = F_r + F_{rp} + F_{rd} \qquad [3.15A]$$

Durante su desplazamiento sólo debe vencer las resistencias pasivas que se oponen al movimiento, necesitando, por tanto, una menor fuerza de impulsión para desplazarlo.

$$F_i = F_{rd} + F_{rp} + F_{ra} + F_{ri} \qquad [3.15B]$$

La resistencia resultante multiplicada por el radio de la rueda determina el par necesario que hay que aplicar a la misma.

$$C_r = F_i \cdot R \qquad [3.16A]$$

Como en la transmisión interviene el *rendimiento mecánico* (η_m) o sea, las pérdidas por rozamiento en la transmisión, el *par de transmisión (C_t)* que hay que aplicar a las ruedas para desplazar el vehículo es:

$$C_t = \frac{C_r}{\eta_m} = \frac{F_i \cdot R}{\eta_m} \qquad [3.16B]$$

EJERCICIO RESUELTO

Problema 9

Un vehículo que pesa 1 300 kgf, situado sobre un terreno llano, tiene una rueda de 60 cm de diámetro, un coeficiente de adherencia al terreno de 0,9 y un coeficiente de resistencia a la rodadura de 0,02.

Calcular el par de transmisión que hay que aplicar a las ruedas, para iniciar el movimiento, sabiendo que las pérdidas por rendimiento en la transmisión son del 15 %.

Solución:

La resistencia que opone el vehículo según la fórmula [3.15A] es:

$$F_i = F_r + F_{rp} + F_{rd}$$

En el caso del problema, se tiene que $F_{rp} = 0$; por tanto:

$$F_i = F_r + F_{rd} = P_t \cdot \mu + P_t \cdot \mu_r = 1\,300\,(0{,}9 + 0{,}02) = 1\,196 \text{ kgf}$$

Dando valores a la expresión [3.16B], el par de transmisión que hay que aplicar es:

$$C_t = \frac{F_i \cdot R}{\eta_m} = \frac{1\,196 \times 0{,}3}{0{,}85} = 422{,}1 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

Como puede observarse, este par es excesivamente grande para ser transmitido por el motor, por lo que es necesario intercalar en la transmisión motor-ruedas un grupo reductor y una multiplicación en la caja de cambios para obtener el par necesario en las ruedas.

3.3 Potencia necesaria en la transmisión

La *potencia* que debe desarrollar el motor para impulsar el vehículo, viene determinada por la cantidad de trabajo (T_u) desarrollado en el desplazamiento *(e)*:

$$T_u = F_i \cdot e$$

que, dividida por el tiempo, determina la potencia absorbida en llanta.

$$\frac{T_u}{t} = F_i \cdot \frac{e}{t}$$

$$\boxed{W_u = F_i \cdot v} \qquad [3.17A]$$

Teniendo en cuenta el rendimiento en la transmisión, la potencia a desarrollar por el motor es:

$$\boxed{W_f = \frac{W_u}{\eta_m} = \frac{F_i \cdot v}{\eta_m}} \qquad [3.17B]$$

W_u = potencia útil en kgf · m/s
W_f = potencia al freno en kgf · m/s
F_i = fuerza de impulsión necesaria para desplazar el vehículo en kgf. Incluye las resis-
= tencias pasivas que se oponen al movimiento
v = velocidad de desplazamiento en m/s
η_m = rendimiento mecánico en la transmisión

EJERCICIO RESUELTO

Problema 10

¿Qué potencia debe desarrollar un motor para desplazar un vehículo a 120 km/h, sabiendo que el conjunto de resistencias pasivas originan una fuerza de impulsión de 175 kgf? El rendimiento en la transmisión es del 85 %.

Solución:

Aplicando la expresión [3.17B] se obtiene la potencia desarrollada por el motor; es decir:

$$W_f = \frac{F_i \cdot v}{\eta_m} = \frac{175 \times \dfrac{120 \times 1\,000}{3\,600}}{0{,}85} = 6\,862{,}4 \text{ kgf} \cdot \text{m/s}$$

o también, expresada en CV:

$$W_f = \frac{6\,862{,}4}{75} = 91{,}5 \text{ CV}$$

3.4 Rendimiento de un vehículo con relación a la energía potencial del combustible

Considerando la *energía potencial del combustible* con un porcentaje del 100 %, se tiene:

Combustible			100 %
Motor:			
Pérdidas por η_t (rendimiento térmico)	45 %		
Pérdidas de diagrama	10 %		
Pérdidas por rozamientos	15 %		
Total pérdidas	70 %		
Rendimiento del motor			30 %
Vehículo:			
Pérdidas por transmisión	15 %		
Pérdidas totales	85 %		
Potencia útil de propulsión			15 %

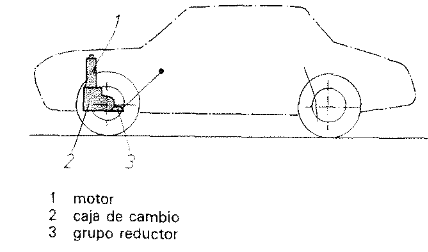


Fig. 3.9 Tracción delantera.

3.5 Tipos de transmisión

Según la posición de las ruedas motrices en el vehículo, la transmisión puede ser:

- Transmisión delantera.
- Transmisión trasera.
- Transmisión total.

3.5.1 *Transmisión delantera*

Cuando la transmisión se realiza sobre las ruedas delanteras, se llama *tracción.* Los vehículos con tracción delantera (fig. 3.9) suelen llevar el grupo moto-propulsor atacando directamente los elementos de transmisión a dichas ruedas para impulsar el vehículo.

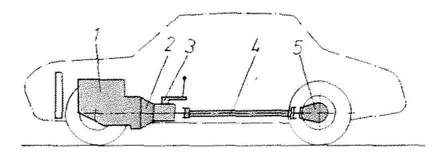


Fig. 3.10A Motor delantero y propulsión trasera.

3.5.2 *Transmisión trasera*

Cuando la transmisión se realiza sobre las ruedas traseras, recibe el nombre de *propulsión.* Estos vehículos pueden llevar el grupo moto-propulsor situado tanto en la parte delantera como en la trasera del vehículo.

Cuando el motor es delantero (fig. 3.10A) el enlace motor-ruedas se realiza a través de un *árbol de transmisión y un puente,* donde va situado el grupo reductor. Cuando el motor va emplazado en la parte trasera del vehículo (fig. 3.10B) el enlace, a través de los mecanismos de transmisión, es *directo a las ruedas.*

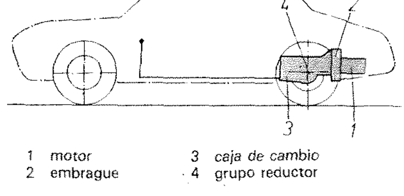


Fig. 3.10B Motor y propulsión trasero.

3.5.3 *Propulsión doble*

En los camiones de gran tonelaje, donde la mayor parte del peso está soportado por las ruedas traseras, con el fin de reducir el tamaño de las mismas y evitar un grupo cónico excesivamente dimensionado que aporte el gran esfuerzo de impulsión necesario, se dispone de un *sistema de doble propulsión.* Este consiste (figura 3.11) en colocar dos puentes traseros propulsores, de forma que el esfuerzo a transmitir por el grupo cónico situado en cada puente se reduce a la mitad.

3.5.4 *Transmisión total*

La *transmisión total* consiste en hacer motrices las cuatro ruedas del vehículo. Para ello se dispone de un puente normal para propulsión trasera y otro para tracción delantera.

Los vehículos así equipados (fig. 3.12A), llamados *todo terreno,* pueden circular por lugares accidentados; si las ruedas de uno de los puentes pierden adherencia al suelo, se puede trasladar la fuerza impulsora al otro puente, compensando así la pérdida de arrastre por deslizamiento de las ruedas.

En estos vehículos la caja de cambios lleva acoplada una caja reductora (figura 3.12B) con salida para doble transmisión. Esta caja es accionada por una palanca adicional situada al lado de la palanca de cambios y puede transmitir, según su posición (fig. 3.12C), el movimiento a los dos puentes o solamente al trasero.

Los piñones de esta caja reductora van dispuestos en pares de engranajes de forma que, cuando se utiliza la transmisión total, se reduce el giro en las ruedas para obtener un mayor par de impulsión en las mismas.

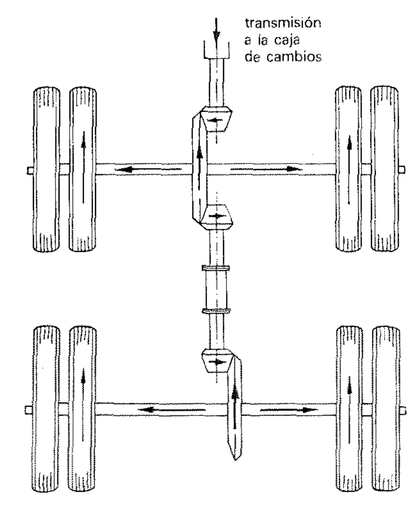


Fig. 3.11 Propulsión doble.

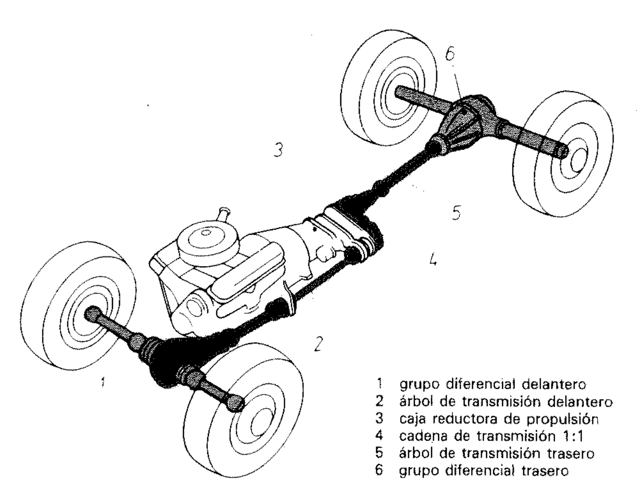


Fig. 3.12A Transmisión a las cuatro ruedas.

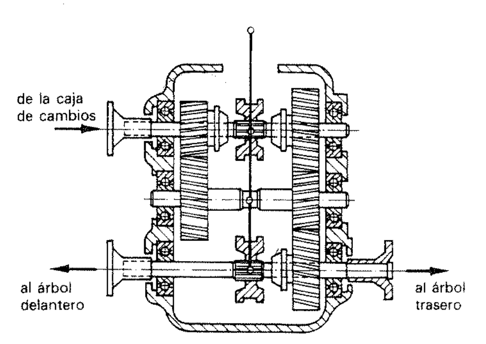


Fig. 3.12B Caja reductora de propulsión total.

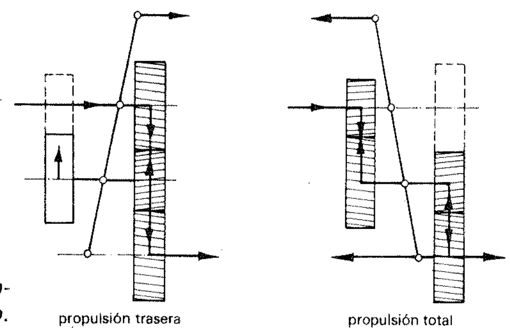


Fig. 3.12C Esquema de funcionamiento.

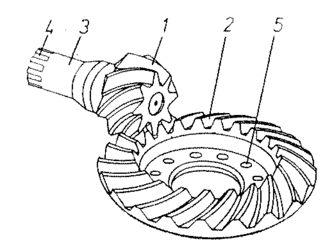


Fig. 3.13A Grupo cónico.

3.6 Elementos que componen la transmisión

El conjunto de mecanismos que componen la transmisión del movimiento en un vehículo, exceptuando el embrague y la caja de cambios ya estudiadas, se dividen en tres grupos definidos, cada uno de los cuales cumple una misión específica dentro del conjunto de la transmisión. Estos grupos son los siguientes:

- Grupo cónico.
- Diferencial.
- Juntas y semiárboles de transmisión.

3.7 Grupo cónico

El *grupo cónico* (fig. 3.13A) es el elemento transmisor, convertidor y reductor del movimiento a las ruedas. El giro que recibe el piñón de ataque (1), procedente de la caja de cambios, lo transmite a la corona (2), la cual, por su posición transversal, coincide con el eje de las ruedas y produce el giro de las mismas (fig. 3.13B). A su vez, realiza una reducción de velocidad debido a la relación existente entre sus dientes y los del piñón, lo cual significa un incremento del par motor en las ruedas.

La relación de desmultiplicación suele estar comprendida entre 3/1 y 6/1, según el tipo de vehículo, y depende entre otras cosas del tamaño de las ruedas y de la potencia del motor.

3.7.1 *Forma y constitución*

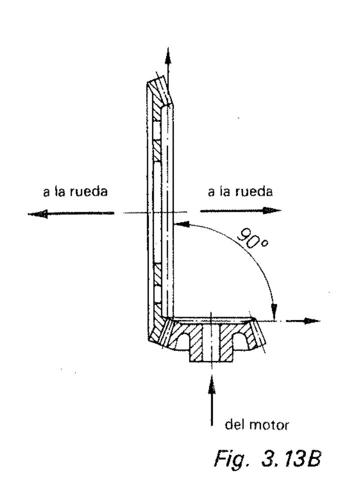


Fig. 3.13B

El piñón está constituido (fig. 3.13A) por un árbol (3) en cuyo extremo lleva el piñón cónico (1) propiamente dicho con dentado helicoidal y en el otro extremo un estriado (4) para el acoplamiento de la brida de amarre a la transmisión o al secundario de la caja de cambios.

La corona (2), como su nombre indica, está formada por una corona circular con un dentado cónico helicoidal y una serie de taladros radiales (5) para su amarre al diferencial.

Tanto el piñón como la corona, son de acero forjado. Se obtienen por estampación, después se tallan sus dientes y, por último, se les aplica un tratamiento de temple y cementación para obtener mayor dureza y resistencia al desgaste. Los dientes de forma helicoidal les proporcionan una marcha más silenciosa y una mayor superficie de contacto.

El ataque del piñón sobre la corona es del tipo *hipoide;* o sea que el engrane se realiza un poco por debajo de la línea de centro de la rueda (fig. 3.13C). La ventaja de este sistema es que resulta más adecuado a las carrocerías de piso bajo para que el vehículo gane en estabilidad. El piñón puede hacerse más robusto manteniendo la misma relación, lo que supone una mayor superficie de contacto entre sus dientes, aumentando la tracción y reduciendo el esfuezo.

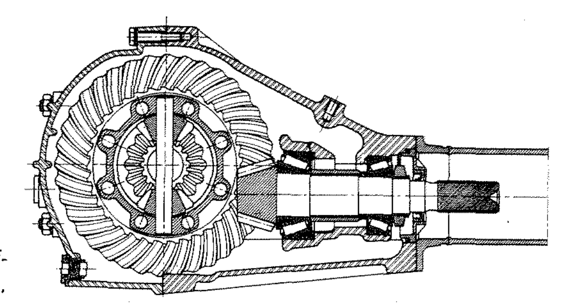


Fig. 3.13C Engranaje hipoide.

3.7.2 *Grupo con doble desmultiplicación*

En vehículos de gran tonelaje, donde se necesita una gran reducción en el puente para vencer el enorme par resistente, la corona tendría que ser de diámetro exagerado; en ella se producirían deformaciones por flexión debido al enorme esfuerzo axial a que estaría sometida y, al mismo tiempo, grandes presiones en sus cojinetes de apoyo.

Para evitar estos graves inconvenientes se emplea un grupo con *doble desmultiplicación,* que consiste (fig. 3.14A) en una doble reducción en la corona por medio de un par de piñones rectos con dientes helicoidales. Esto hace que la corona sea relativamente pequeña de diámetro y esté bien soportada por sus cojinetes de apoyo; así se reducen al mínimo los esfuerzos flectores en la misma. A su vez, el piñón cónico, debido a la pequeña reducción del grupo, es lo suficientemente robusto para evitar deformaciones cuando transmite el par máximo.

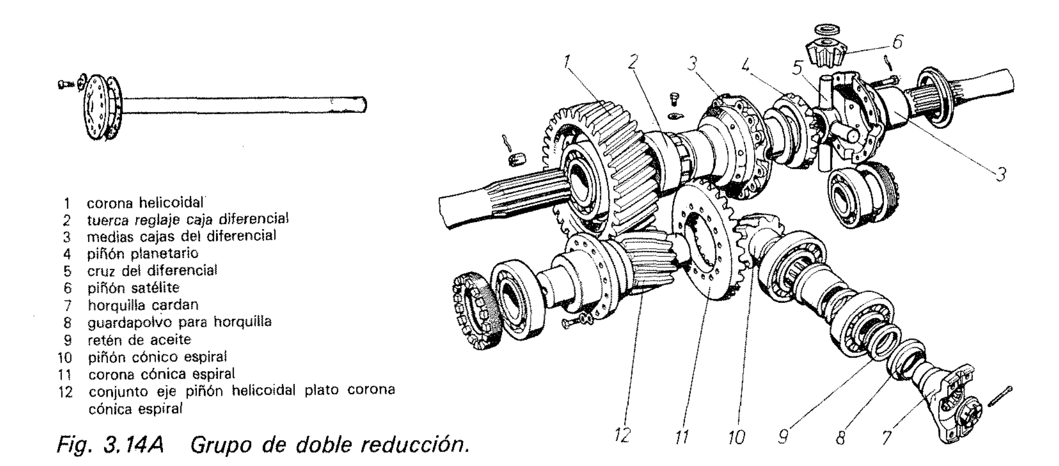


Fig. 3.14A Grupo de doble reducción.

– *Constitución y funcionamiento.* El conjunto está constituido (fig. 3.14B) por un grupo cónico, formado por una corona (2) y el piñón de ataque (1) de baja relación, el cual da movimiento a un piñón (3) solidario a la corona. Este piñón engrana con el piñón secundario (4) en toma constante, al cual transmite el movimiento con la reducción correspondiente a la relación entre sus dientes; se obtiene así, a través de este par de piñones, la segunda reducción del grupo. Este piñón (4) se une al diferencial (5), que transmite el movimiento a las ruedas por medio de los palieres (6) con la desmultiplicación final deseada.

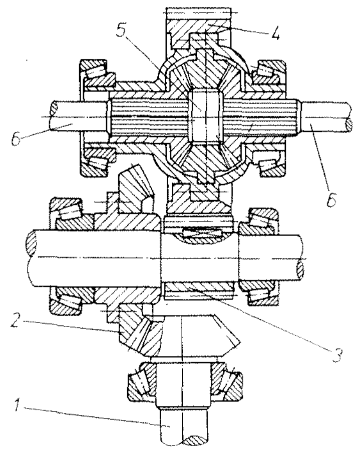


Fig. 3.14B Conjunto grupo diferencial con doble reducción.

3.7.3 *Grupo de dos velocidades*

Este sistema (fig. 3.15A) consiste en disponer en el puente trasero una *doble reducción* del grupo cónico, pero en vez de ser fija, como en el caso anterior, se puede acoplar a voluntad del conductor por un sencillo sistema de enclavamiento.

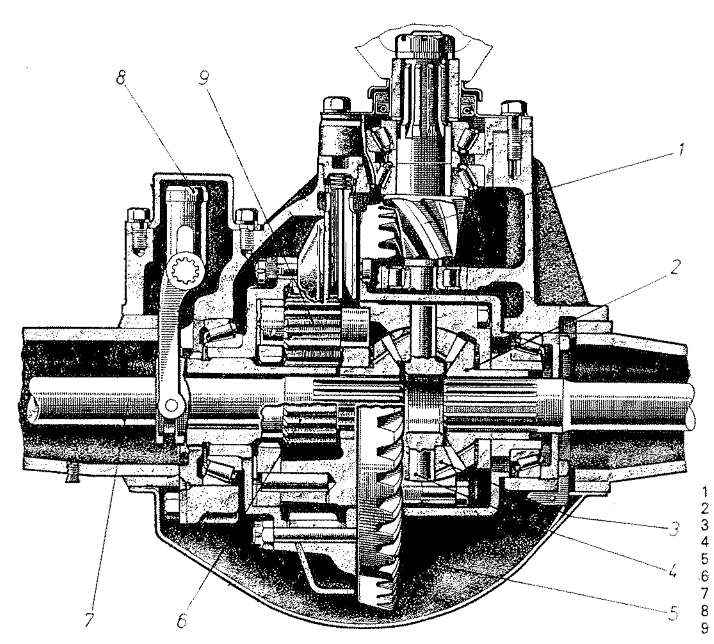


Fig. 3.15A Conjunto grupo diferencial de dos velocidades.

De esta forma se puede obtener una gama de velocidades y pares intermedios en las ruedas para cada desmultiplicación de la caja de cambios, sin tener que ampliar ésta.

Esta disposición tiene además la ventaja de que cuando el vehículo circula en vacío no necesita una gran reducción para aumentar el par de transmisión, pudiendo desacoplar el sistema, con lo cual el vehículo puede circular a mayor velocidad.

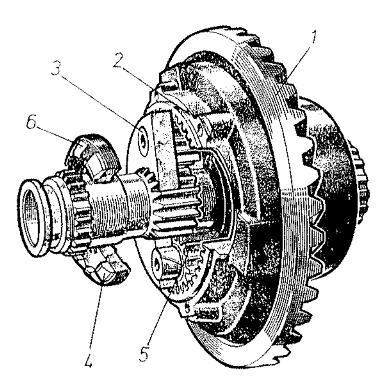


Fig. 3.15B Funcionamiento sin reductora.

3.7.3.1 *Constitución del grupo*

El conjunto está constituido (fig. 3.15B) por un tren de engranajes epicicloidales intercalado en el grupo cónico, siendo solidaria la corona del tren epicicloidal con la corona motriz del grupo cónico, a través de la cual recibe movimiento del piñón de ataque. Los ejes de las ruedas satélites del tren se unen por el interior a la carcasa del diferencial, a la cual transmiten el movimiento recibido de la corona, y, por el otro lado, se unen a una placa (3) que lleva un dentado interior para el enclavamiento de estos elementos con el planeta del tren epicicloidal. El planeta (4), que forma parte del manguito sincronizador, lleva en el otro extremo un piñón dentado que, al desplazarse (fig. 3.15C) se hace solidario a la carcasa exterior del conjunto grupo diferencial.

3.7.3.2 *Funcionamiento del sistema*

Al desplazar el manguito sincronizador (4) hacia afuera (fig. 3.15B), se enclava el planeta con los satélites del tren, con lo cual, al hacerse solidarios estos dos elementos (ver apartado 2.5 sobre funcionamiento de los engranajes epicicloidales), todo el conjunto gira a la misma velocidad que la corona motriz; no existe, por tanto, reducción alguna en el sistema, que funciona como un grupo de transmisión simple.

Al desplazar el manguito sincronizador hacia el interior (fig. 3.15C) se dejan libres a las ruedas satélites y aquel se hace solidario con la carcasa exterior del grupo, quedando por tanto el planeta fijo. En esta posición, el movimiento de la corona se transmite a los satélites, haciéndolos rodar sobre el planeta, y de éstos pasa al diferencial con la reducción obtenida según la relación entre los piñones del tren (segunda reducción).

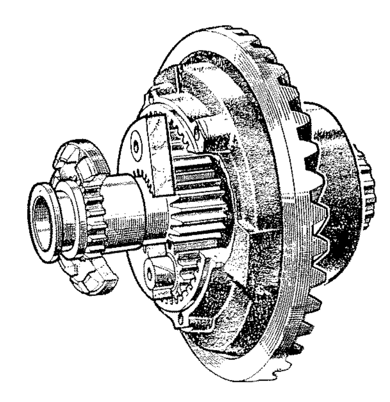


Fig. 3.15C Funcionamiento con reductora.

3.7.3.3 *Mando de la reductora*

El desplazamiento del manguito sincronizador para obtener las dos velocidades del puente, se realiza por medio de una *palanca* situada al alcance del conductor y que pone en funcionamiento el mecanismo de mando elegido. El sistema puede ser *mecánico, neumático* o *eléctrico.*

— El *mando mecánico* consiste en realizar el desplazamiento del manguito sincronizador por medio de un sistema de palancas unidas por medio de una varilla o cable.

— El *mando neumático* puede ser de vacío o por aire comprimido, según que el vehículo lleve instalado un depresor o un compresor para el sistema de frenos. Si el mando es por vacío, el desplazamiento de la palanca acoplada al manguito sincronizador se realiza por medio de una membrana de vacío; si es por aire comprimido, por un cilindro de presión.

— El *mando eléctrico* consiste en realizar la maniobra del cambio a través de un electroimán, cuyo circuito eléctrico se cierra con un interruptor situado en la palanca de accionamiento situada al alcance del conductor.

Fig. 3.16

3.7.4 *Reacción del grupo piñón-corona*

El par motor obtenido en el piñón de ataque y que se transmite a la corona (figura 3.16) origina en ésta un esfuerzo tangencial *(F)* que multiplicado por el radio *(R)* de la misma da el par motor resultante transmitido a las ruedas.

Como la corona está directamente unida a las ruedas, al aplicarle el esfuerzo del piñón, ésta ofrece cierta resistencia al movimiento por la propia inercia del vehículo, lo que hace que el piñón tienda a girar sobre los dientes de la corona, ejerciendo en sus cojinetes de apoyo las reacciones (F_1) y (F_2), cuya resultante es:

$$F_r = F_1 - F_2$$

Esta resultante produce un par de sentido contrario que se opone al movimiento de la corona y, por tanto, cotrarresta el par transmitido a las ruedas.

Este par resistente provoca, en la marcha del vehículo, un aumento de resistencia en las ruedas motrices que se pone de manifiesto en las aceleraciones y que es máximo en el arranque.

Para absorber esta reacción del grupo piñón-corona y evitar tener que aplicar un mayor esfuerzo motor, se disponen los chasis en los vehículos, de forma que sean éstos los que absorban esta reacción y así el grupo pueda transmitir debidamente el empuje recibido. Como el empuje se transmite desde las ruedas motrices al bastidor a través de elementos de unión, se deben disponer éstos de una forma elástica, capaces de absorber con su deformación la reacción del grupo.

3.7.5 *Elementos de unión del grupo*

Según la disposición del grupo motopropulsor adoptado en los vehículos, los sistemas de unión entre el elemento propulsor y la carrocería para absorber la reacción del grupo cónico son los siguientes:

- Vehículos con motor delantero y propulsión trasera.
- Vehículos con motor y propulsión traseros.
- Vehículos con motor y tracción delanteros.

3.7.5.1 *Vehículos con motor delantero y propulsión trasera*

En los vehículos con puente trasero, el enlace al chasis o carrocería se realiza a través de ballestas longitudinales. Éstas sirven como elementos de suspensión y, a la vez, transmiten el empuje, absorbiendo así la reacción del grupo cónico.

En este tipo de enlace (fig. 3.17), la ballesta (2) se une al chasis (3) por delante a través de una unión fija *(A)* y, en la parte trasera, con una unión articulada *(B)* que permite las deformaciones longitudinales de la ballesta en el momento de la reacción (línea de trazos).

Al giro comunicado a la rueda se opone la reacción de la misma, que tiende a permanecer inmóvil por inercia. Estas dos fuerzas son las que producen la deformación momentánea de la ballesta, absorbiendo así la reacción del grupo cónico.

En los turismos, para liberar a la ballesta de su doble trabajo, o en aquellos otros vehículos cuya suspensión se realiza por medio de muelles helicoidales, se dispone de una barra —llamada *biela de empuje*— para cada rueda, que se une por un extremo al puente (1) y, por el otro, a la carrocería, con interposición de un sistema elástico. Estas bielas absorben la reacción y efectúan la fuerza de empuje en la propulsión, por lo que deben ser cortas y resistentes para que no sufran deformaciones permanentes.

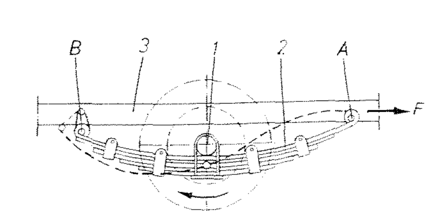
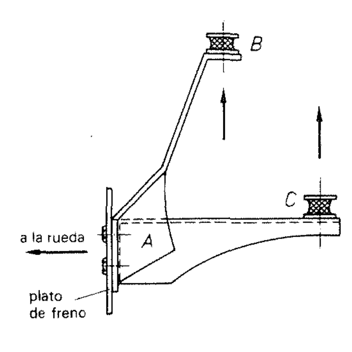
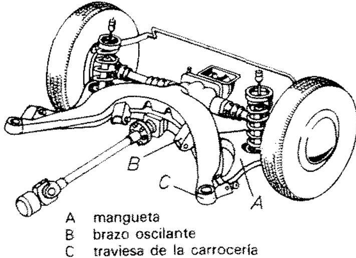


Fig. 3.17





A mangueta
B brazo oscilante
C traviesa de la carrocería

Fig. 3.18 Biela de empuje.

3.7.5.2 *Vehículos con motor y propulsión traseros*

Estos vehículos que no llevan puente utilizan generalmente unas bielas de empuje de chapa en forma de V (fig. 3.18), cuyo vértice *(A)* se une a la rueda y los brazos *(B* y *C)* al bastidor, con interposición de articulaciones elásticas para que puedan bascular sobre él.

Otros modelos, según la disposición de su montaje, emplean bieletas de empuje como las indicadas en el apartado anterior.

3.7.5.3 *Vehículos con motor y tracción delanteros*

Estos vehículos suelen presentar la disposición de la figura 3.19. El cubo de rueda *(A)* se une a la carrocería a través de unos brazos oscilantes *(B)* que hacen de elementos de unión y empuje, reforzados, a veces, por una bieleta.

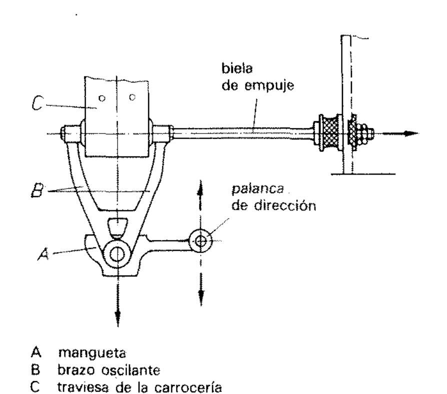
3.8 **Mecanismo diferencial**

Cuando un vehículo toma una curva, las ruedas interiores efectúan un recorrido más corto que las exteriores; por tanto, si las dos ruedas motrices se unieran rígidamente a la corona darían el mismo número de vueltas y, en este caso, al tomar una curva, la rueda interior sería arrastrada y patinaría sobre el terreno. Para contrarrestar este defecto, en los vehículos motopropulsados se dispone de un *mecanismo diferencial,* que tiene la misión de adaptar las revoluciones de las ruedas motrices al recorrido que tienen que efectuar.

3.8.1 *Formas del diferencial*

Según la forma y disposición de los elementos que entran a formar parte en la acción compensadora de un diferencial, se pueden clasificar éstos en los siguientes tipos:

- Diferenciales simples con ruedas cónicas.
- Diferenciales simples con ruedas rectas.
- Diferenciales controlados.



A mangueta
B brazo oscilante
C traviesa de la carrocería

Fig. 3.19 Unión para tracción delantera.

3.8.2 *Diferencial simple con ruedas cónicas*

Este tipo de diferencial es el más generalizado en la actualidad; está constituido (figs. 3.20A y B) por una serie de piñones cónicos de dientes rectos engranados entre sí alojados en una carcasa (1) solidaria a la corona (2) y dentro de la cual pueden moverse libremente.

Dos de estos piñones (5), llamados *planetarios,* se unen a los palieres (4) o semiejes de rueda a través de unos estriados que llevan en su interior. Estos elementos son los que transmiten el movimiento a las ruedas a través de los semiejes (4); por tanto deben estar calculados para soportar los esfuerzos de transmisión.

Sobre estos piñones, y engranando con ellos, van acoplados los piñones compensadores, llamados *satélites* (6), en número de 2 ó 4, montados en un eje perpendicular (3) sujeto a la carcasa (1) sobre el cual pueden girar libremente rodando sobre los planetarios.

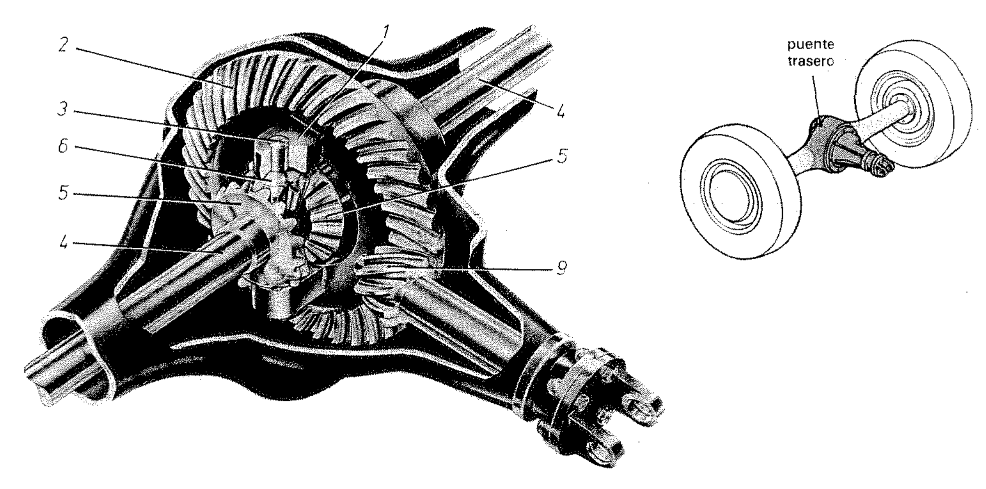


Fig. 3.20A Perspectiva de un diferencial con piñones cónicos.

Todos estos piñones se asientan en la carcasa a través de unas arandelas de bronce antifricción (7) sobre las cuales se deslizan en su movimiento de giro. Estas arandelas llevan por la cara de asiento en los piñones unos canales o ranuras de engrase para su lubrificación.

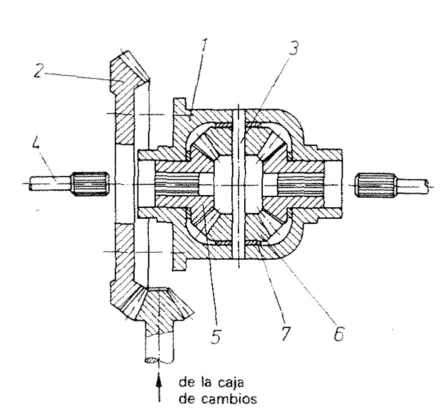


Fig. 3.20B Diferencial con piñones cónicos.

3.8.2.1 *Funcionamiento y relación de compensación en un diferencial simple*

El movimiento que recibe el piñón de ataque (9) (fig. 3.21A) de la caja de cambios lo transmite a la corona (2) que, a su vez, da movimiento a la caja del diferencial unido a ella solidariamente. Al girar la carcasa (1), arrastra por medio del eje portasatélites (3) a estos elementos, que actúan como cuñas sobre los planetarios, produciendo un movimiento que se transmite a las ruedas, haciéndolas girar en el mismo sentido y velocidad que la corona mientras el vehículo marcha en línea recta.

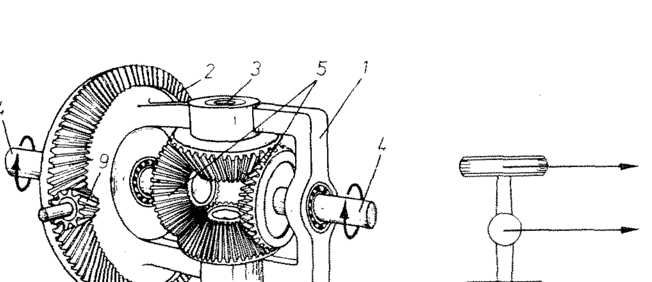
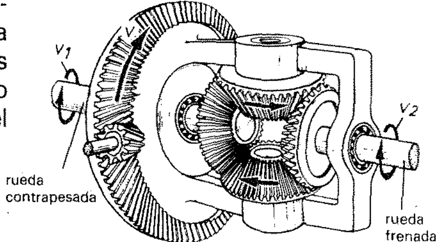


Fig. 3.21A Funcionamiento del diferencial en línea recta.

Cuando el vehículo toma una curva (fig. 3.21B), la rueda interior ofrece más resistencia al giro que la exterior, ya que esta no puede moverse a la misma velocidad por tener que recorrer un camino mayor. Al quedar frenada la rueda, frena también el movimiento de su planetario correspondiente y entonces los satélites tienden a rodar sobre él, multiplicando el giro en la otra rueda. De esta forma, lo que pierde en giro una rueda lo gana la otra, ajustándose así automáticamente el giro en cada una de ellas por la acción compensadora de los satélites.



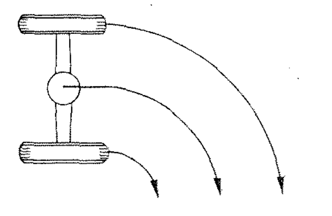


Fig. 3.21B Funcionamiento del diferencial cuando el vehículo toma una curva.

— *Desplazamiento del vehículo en línea recta.*

La velocidad de giro del vehículo en *línea recta* depende del número de r. p. m. que recibe el piñón de ataque. Este número de r. p. m. depende a su vez del número de revoluciones a que gira el motor y de la reducción o ampliación que se haya dado en la caja de cambios. El piñón de ataque transmite la velocidad a la corona y ésta gira a un determinado número de r. p. m. que se transmite a las ruedas.

Luego se puede decir que las revoluciones de las ruedas no dependen sólo del número de revoluciones del árbol articulado de transmisión, en cuyo extremo está el piñón de ataque, sino también de la relación de transmisión de los ejes del grupo cónico (fig. 3.22):

$$R_p = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \qquad [3.18A]$$

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{z_1}{z_2} \qquad [3.18B]$$

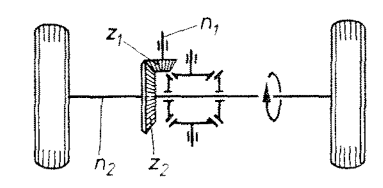


Fig. 3.22

R_p = relación de transmisión del puente o grupo cónico
n_1 = número de r. p. m. del piñón
n_2 = número de r. p. m. de la corona
z_1 = número de dientes del piñón
z_2 = número de dientes de la corona

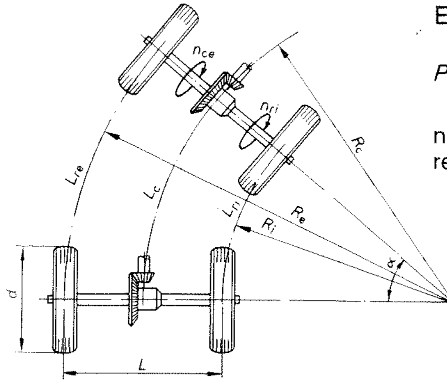


Fig. 3.23

EJERCICIO RESUELTO

Problema 11

El piñón de ataque de un vehículo tiene 10 dientes y la corona 40 dientes. ¿Cuál es el número de r. p. m. de la corona, cuando el piñón gira a 2 300 r. p. m.? ¿Qué valor tiene la relación de transmisión?

Solución:

1. Aplicando la fórmula [3.18B] la corona gira a:

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{z_1}{z_2} = 2\,300 \times \frac{10}{40} = 575 \text{ r. p. m.}$$

Por lo tanto los palieres y las ruedas giran a ese mismo número de r. p. m.

2. Aplicando la fórmula [3.18A] la relación de transmisión es:

$$R_p = \frac{n_1}{n_2} = \frac{2\,300}{575} = 4/1$$

— *Recorridos de las ruedas en una curva.*

En una *curva* la rueda motora exterior recorre un camino más largo que la rueda interior (fig. 3.23). Los caminos recorridos por las ruedas se calculan en función del ángulo (α) de desplazamiento durante el cual está girando el vehículo, y de los radios *(R_e) (R_i)* de las curvas que describen las mismas.

$$L_{re} = \pi \cdot \frac{\alpha \cdot R_e}{180} \qquad [3.19A]$$

$$L_{ri} = \pi \cdot \frac{\alpha \cdot R_i}{180} \qquad [3.19B]$$

L_{re} = camino recorrido por la rueda exterior
α = ángulo de desplazamiento
R_e = radio de la rueda exterior
L_{ri} = camino recorrido por la rueda interior
R_i = radio de la rueda interior

El número de r. p. m. de la rueda es igual al camino recorrido dividido por el desarrollo de la periferia de la rueda:

$$n_{re} = \frac{L_{re}}{\pi \cdot d} \qquad [3.20A]$$

$$n_{ri} = \frac{L_{ri}}{\pi \cdot d} \qquad [3.20B]$$

n_{re} = número de r. p. m. de la rueda exterior
n_{ri} = número de r. p. m. de la rueda interior
d = diámetro exterior de la rueda

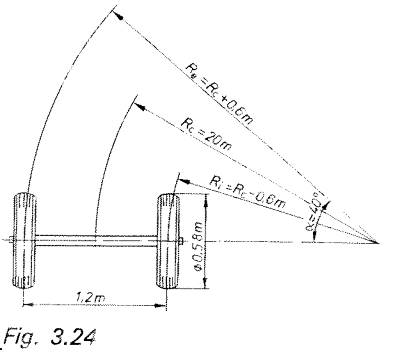


Fig. 3.24

EJERCICIO RESUELTO

Problema 12

Un vehículo (fig. 3.24) tiene una distancia de vía de 1,20 m y unos neumáticos de 580 mm de diámetro efectivo. ¿Cuál será el número de vueltas que darán las ruedas motrices para recorrer una curva circular de 40° de apertura y cuyo radio medio es de 20 m?

Solución:

$$R_e = R_c + 0{,}6 = 20 + 0{,}6 = 20{,}6 \text{ m}$$

$$R_i = R_c - 0{,}6 = 20 - 0{,}6 = 19{,}4 \text{ m}$$

Aplicando las fórmulas [3.19A] y [3.19B] resulta:

$$L_{re} = \frac{\pi \cdot \alpha \cdot R_e}{180} = \frac{3{,}14 \times 40 \times 20{,}6}{180} = 14{,}37 \text{ m}$$

$$L_{ri} = \frac{\pi \cdot \alpha \cdot R_i}{180} = \frac{3{,}14 \times 40 \times 19{,}4}{180} = 13{,}53 \text{ m}$$

Por último, aplicando las fórmulas [3.20A] y [3.20B] se tiene:

$$n_{re} = \frac{L_{re}}{\pi \cdot d} = \frac{14{,}37}{3{,}14 \times 0{,}58} = 7{,}89$$

$$n_{ri} = \frac{L_{ri}}{\pi \cdot d} = \frac{13{,}67}{3{,}14 \times 0{,}58} = 7{,}50$$

— *Relación entre las velocidades angulares o número de r. p. m. de las ruedas.*

Como puede observarse, para que las ruedas recorran distancias diferentes, una de ellas tiene que girar más despacio que la otra. Esto se consigue con el ingenioso *mecanismo diferencial* ya que, aunque los dos planetarios —es decir, la rueda que queda frenada y la rueda compensadora— giren en sentido contrario, en realidad las dos giran hacia adelante (aunque con distintas revoluciones) debido al movimiento giratorio hacia adelante que imprime la corona al conjunto. En consecuencia, el resultado es un movimiento combinado y simultáneo de las ruedas motrices. Luego en el mecanismo diferencial existe una *relación de compensación* entre las dos ruedas, que depende del radio de curvatura que describen.

Por tanto, se pueden establecer: que *la semisuma de las velocidades angulares o n.º de r. p. m. de cada rueda es igual a la velocidad angular de la corona motriz;* o sea:

$$\boxed{n_c = \frac{n_{re} + n_{ri}}{2}} \qquad [3.21]$$

EJERCICIO RESUELTO

Problema 13

Un vehículo que tiene 2 m de vía, toma una curva de 30 m de radio. Calcular las revoluciones por minuto que da cada rueda, sabiendo que la corona del diferencial gira a 600 r. p. m.

Solución:

Los desplazamientos de cada rueda con respecto a la corona en una circunferencia completa son:

$$L_{re} = 2 \cdot \pi (R_c + 1) = 2 \times 3{,}14 (30 + 1) = 194{,}68 \text{ m}$$

$$L_{ri} = 2 \cdot \pi (R_c - 1) = 2 \times 3{,}14 (30 - 1) = 182{,}12 \text{ m}$$

El desplazamiento que corresponde a la corona es:

$$L_c = 2 \cdot \pi \cdot R_c = 2 \times 3{,}14 \times 30 = 188{,}4 \text{ m}$$

y también:

$$L_c = \frac{L_{re} + L_{ri}}{2} = \frac{194{,}68 + 182{,}12}{2} = 188{,}4 \text{ m}$$

La relación de compensación que se obtiene en cada rueda es:

$$R_{re} = \frac{L_{re}}{L_c} = \frac{194,68}{188,4} = 1,0335$$

$$R_{ri} = \frac{L_{ri}}{L_c} = \frac{182,12}{188,4} = 0,9665$$

Luego el número de revoluciones por minuto en cada rueda es:

$$n_{re} = n_c \cdot R_{re} = 600 \times 1,0335 = 620,1 \text{ r. p. m.}$$

$$n_{ri} = n_c \cdot R_{ri} = 600 \times 0,9665 = 579,9 \text{ r. p. m.}$$

Tal como se ha dicho, *(n_c)* es igual a:

$$n_c = \frac{n_{re} + n_{ri}}{2} = \frac{620,1 + 579,9}{2} = 600 \text{ r. p. m.}$$

— *Velocidad de marcha del vehículo.*

La *velocidad de marcha del vehículo* depende del número de r. p. m. del motor, de la relación total de la transmisión y del diámetro de los neumáticos de las ruedas.

La relación total de transmisión es igual a la relación de transmisión de la caja de cambios por la relación de transmisión del grupo cónico (fig. 3.25).

$$\boxed{R_t = R_c \cdot R_p} \qquad [3.22A]$$

R_t = relación total de transmisión
R_c = relación de transmisión de la caja de cambios
R_p = relación de transmisión del diferencial

Por otra parte, también se puede establecer que:

$$\boxed{R_t = \frac{n}{n_r}} \qquad [3.22B]$$

n = número de r. p. m. del motor
n_r = número de r. p. m. de la rueda

Ocurre lo contrario con los momentos o pares de torsión; es decir:

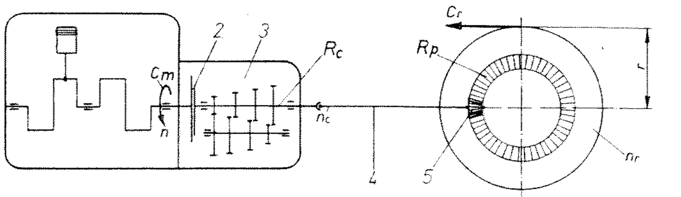
$$\boxed{R_t = \frac{C_r}{C_m}} \qquad [3.23]$$

R_t = relación de transmisión total
C_m = momento o par de torsión motor
C_r = momento o par de torsión efectivo o de trabajo

La *velocidad de marcha* del vehículo *(v)* es igual a:

$$\boxed{v = \frac{60 \cdot \pi \cdot d \cdot n}{10^5 \cdot R_t} = \frac{60 \cdot \pi \cdot d \cdot n}{10^5 \cdot R_c \cdot R_p}} \qquad [3.24]$$

v = velocidad de marcha del vehículo o velocidad radial de la rueda en km/h
d = diámetro de la rueda en cm



1 cigüeñal
2 embrague
3 caja de cambios
4 árbol de transmisión
5 grupo cónico

Fig. 3.25

Problema 14

El mecanismo de cambio de marchas en un automóvil tiene en su primera velocidad una relación de transmisión de 3,75 y en el diferencial de 4,15. El momento de torsión del motor es de 11,5 kgf · m cuando gira a 2 200 r. p. m. Calcular la relación de transmisión total y el par motor de trabajo.

Solución:

Aplicando la fórmula [3.22A]:

$$R_t = R_c \cdot R_p = 3{,}75 \times 4{,}15 = 15{,}562$$

Aplicando la fórmula [3.23] resulta:

$$C_r = C_m \cdot R_t = 11{,}5 \times 15{,}562 = 178{,}96 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

Problema 15

Un automóvil tiene en un momento determinado una relación total de transmisión de 3,8 y un diámetro de neumáticos de 800 mm. ¿A qué velocidad de marcha circula el vehículo, si el número de revoluciones del motor en ese preciso momento es de 3 500 r. p. m.?

Solución:

Empleando la fórmula [3.24]:

$$v = \frac{60 \cdot \pi \cdot d \cdot n}{10^5 \cdot R_t} = \frac{60 \times 3{,}14 \times 80 \times 3\,500}{10^5 \times 3{,}8} = 138{,}9 \text{ km/h}$$

3.8.3 *Diferencial simple con ruedas rectas*

Este tipo de diferencial, cuyo funcionamiento es análogo al anterior, está constituido (fig. 3.26) por dos ruedas con dentado recto (1) acopladas a los palieres o semiárboles de transmisión (2) de las ruedas del vehículo. Sobre las ruedas (1) y engranando entre sí por parejas, van montados los piñones compensadores rectos (3) o *satélites* alojados en unos ejes (4) paralelos a los palieres y soportados por la carcasa (5) que aloja al conjunto diferencial.

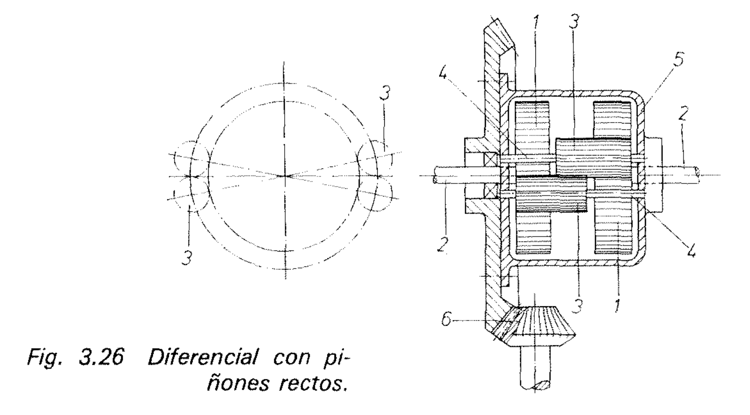


Fig. 3.26 Diferencial con piñones rectos.

Cuando el vehículo marcha en línea recta los piñones compensadores se bloquean, girando el conjunto a la misma velocidad que la corona (7). Al tomar una curva y frenarse uno de los planetarios (1), los piñones montados sobre él empiezan a rodar, transmitiendo el giro a los piñones montados sobre la otra rueda planetaria, que aumenta su velocidad de giro.

3.8.4 *Diferenciales controlados*

El principal inconveniente de un diferencial estriba en que si una rueda pierde adherencia con el suelo (al cruzar zonas de barro, hielo, etc.) ésta giraría a doble velocidad que la corona, mientras que la otra quedaría inmóvil, produciéndose el deslizamiento y patinaje del vehículo.

Esto se corrige con los *diferenciales controlados,* que consisten en intercalar un dispositivo de bloqueo manual o automático en el árbol de los planetarios, de forma que, al quedar bloqueado en estos casos el planetario correspondiente, que-

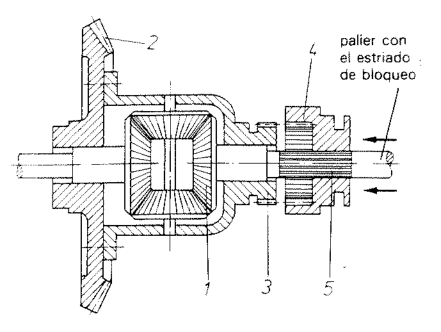


Fig. 3.27 Diferencial con dispositivo de bloqueo mecánico.

de anulado el sistema diferencial (total o parcialmente según el tipo de bloqueo empleado).

Los sistemas más utilizados en la actualidad son los siguientes:

- Bloqueo por enclavamiento de los planetarios.
- Diferenciales con bloqueo automático.

3.8.4.1 *Bloqueo por enclavamiento de los planetarios*

Este sistema consiste (fig. 3.27) en enclavar uno de los planetarios (1) a la corona (2), haciéndolo solidario con ella por medio de un acoplamiento de garras accionado manualmente. De esta forma, al accionar el enclavamiento, se obliga a este planetario a girar con la corona, con lo cual el otro planetario no puede adelantarse ni atrasarse, quedando anulado el sistema diferencial.

Este dispositivo suele utilizarse en vehículos *todo terreno* para circular por caminos accidentados.

3.8.4.2 *Diferenciales con bloqueo automático*

Estos dispositivos, más perfeccionados que los anteriores, permiten ligeras diferencias de giro entre las dos ruedas motrices, lo cual no impide tomar las curvas como en el caso anterior, pero sí evitar el giro excesivo de una rueda con respecto a la otra. Se dividen, a su vez, en mecanismos de bloqueo por *rodillos de deslizamiento* y por *láminas de fricción.*

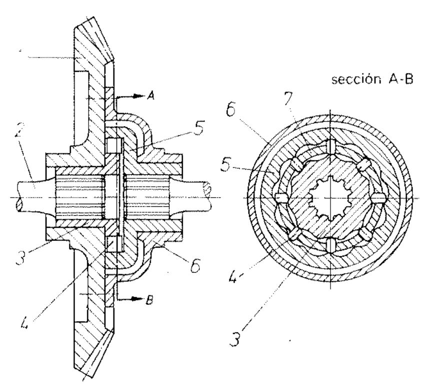


Fig. 3.28 Bloqueo automático con rodillos de deslizamiento.

— *Bloqueo por rodillos de deslizamiento.*

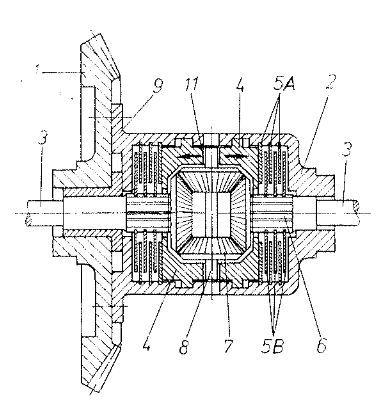
Uno de los sistemas empleados consiste en disponer (fig. 3.28), una jaula de rodillos (7) unida solidariamente a la corona (1) entre dos anillos —interior (3) y exterior (5)— con diferente número de vértices o crestas, que se unen a los palieres o semiárboles de rueda (2); estableciéndose de esta forma, entre los tres elementos, la unión transmisora y compensadora de movimiento.

Cuando el vehículo marcha en línea recta, los anillos interior y exterior son arrastrados con velocidad uniforme por los rodillos (4), ya que por la diferencia de vértices entre los anillos, existe siempre un cierto número de rodillos enclavados entre estos dos elementos. Al tomar una curva, el deslizamiento de los rodillos entre sus pistas de asentamiento permiten una variación de velocidad entre ambas ruedas, de acuerdo con las curvas de los anillos, ya que los rodillos quedan adosados al anillo que se retrasa.

El *bloqueo automático* se efectúa en el caso de grandes diferencias de velocidad entre ambas ruedas, ya que entonces se produce un enclavamiento rígido de los rodillos entre los vértices de los dos anillos.

— *Bloqueo por láminas de fricción.*

Este otro sistema (fig. 3.29) emplea un sistema de láminas interpuestas entre el planetario y la carcasa del diferencial, las cuales, por fricción, impiden el desplazamiento relativo en los planetarios. Esta acción de bloqueo no es tan importante como para anular el diferencial, pero sí que impide el deslizamiento de una sola rueda.



1 corona
2 carcasa
3 palier
4 anillos de presión
5A láminas de fricción con dentado exterior
5B láminas de fricción con dentado interior
6 planetario
7 satélite
8 eje portasatélites
9 brida de corona
10 extremos del eje portasatélites

Fig. 3.29 Bloqueo automático con láminas de fricción.

En este sistema los ejes portasatélites (8) no se apoyan en la carcasa del diferencial como en los diferenciales simples, sino que se apoyan con sus extremos achaflanados (10) en las entallas (11) de los anillos de presión (4) (fig. 3.30A). Estos anillos engranan en unas ranuras de la carcasa de forma que pueden transmitir el movimiento a los satélites (7) y a la vez pueden realizar un desplazamiento axial para presionar sobre las láminas de fricción.

Las láminas de fricción, interpuestas entre el disco de presión (4) y la pared de la carcasa (2), van intercaladas de forma que las que tienen dentado exterior (5A), engranan en unas ranuras de la carcasa, y las que llevan dentado interior (5B), engranan con los planetarios (6).

— *Funcionamiento en línea recta.* Cuando el vehículo circula en línea recta, los discos de presión unidos a la carcasa del diferencial transmiten el movimiento al eje portasatélites (8) y éstos, por enclavamiento con los planetarios (6), a las ruedas. La resistencia que oponen éstas al momento de giro retiene al eje portasatélites, el cual, por su forma de unión con los discos de presión, efectúa un desplazamiento axial de los mismos (fig. 3.30B) presionando sobre las láminas que, por fricción (como si fuera un efecto de embragado), transmiten una parte proporcional del esfuerzo motor a los planetarios.

— *Funcionamiento en curva.* Cuando el vehículo toma una curva, la compensación de giro se transmite por medio de los satélites y, aunque ambos planetarios están sometidos al esfuerzo de empuje de las láminas de fricción, éstas están calculadas para permitir el deslizamiento relativo de ambos planetarios. Pero en caso de deslizamiento de una de las ruedas, al quedar la otra muy retrasada (figura 3.30C), la mayor parte del momento de giro se transmite sobre la rueda retrasada (un 75 %), evitando así que llegue a detenerse por el giro excesivo de la otra e impidiendo el patinaje de la misma.

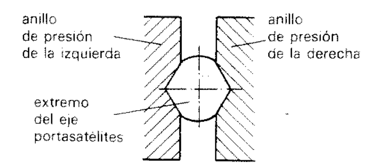
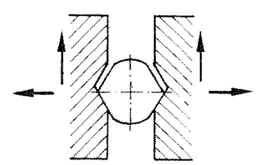


Fig. 3.30A Posición de reposo.

3.9 Juntas y semiárboles de transmisión

Estos elementos constituyen el sistema de enlace entre la caja de cambios y las ruedas motrices (fig. 3.31) y transmiten el giro a las mismas a través del diferencial. Están sometidos a esfuerzos constantes de torsión; en consecuencia, deben diseñarse para soportar estos esfuerzos sin deformación y ser capaces de transmitir todo el par motor a las ruedas.


Fig. 3.30B Posición en línea recta.

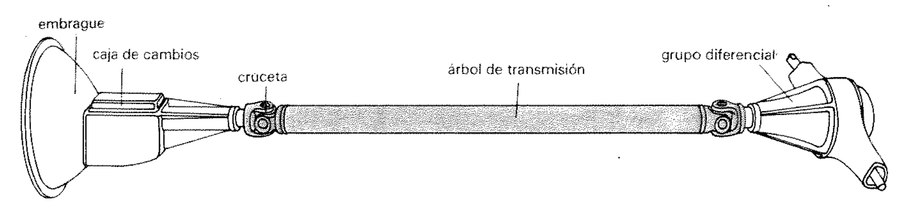
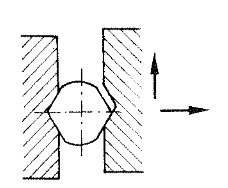


Fig. 3.31 Árbol de transmisión y acoplamiento.


Fig. 3.30C Posición cuando hay deslizamiento en una de las ruedas.

— *Características de la transmisión.*

Como el grupo motopropulsor va fijo en el bastidor y las ruedas van montadas sobre un sistema elástico de suspensión, éstas se hallan sometidas a continuos desplazamientos de vaivén por las irregularidades del terreno. Por consiguiente el enlace entre la caja de cambios y las ruedas no puede ser rígido, sino que ha de estar preparado para adaptarse a esas deformaciones.

Según la disposición del grupo motopropulsor, en los vehículos se emplean *diferentes sistemas de transmisión,* acoplando juntas y semiárboles adaptados al sistema elegido.

En los vehículos con motor delantero y propulsión trasera, el enlace caja-puente se realiza por medio de un *árbol de transmisión* (fig. 3.32) que lleva adaptado un sistema de *juntas elásticas* para absorber las deformaciones oscilantes del puente. En este sistema, el enlace de diferencial con las ruedas se realiza por medio de unos semiárboles rígidos llamados *palieres,* alojados en el interior del puente trasero (fig. 3.33).

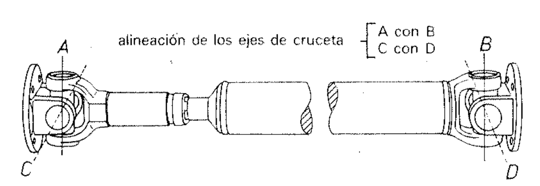


Fig. 3.32 Árbol de transmisión.

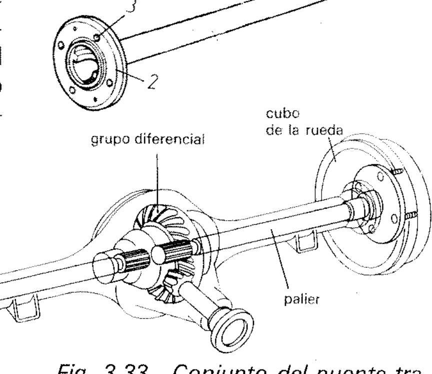


Fig. 3.33 Conjunto del puente trasero.

En los vehículos con motor y propulsión traseros o motor y tracción delanteros, la transmisión se realiza directamente desde la caja de cambios a las ruedas (figura 3.34). El piñón de ataque (1) está unido al secundario (2) de la caja de cambios y el conjunto diferencial (3) está alojado en el mismo cárter (4) de la caja que es único para ambos elementos, eliminando así el puente trasero y el árbol de transmisión. El funcionamiento del conjunto y la transmisión de movimiento es idéntica en ambos casos, cambiando solamente el sistema de enlace diferencial-rueda que no puede ser rígido. Con este fin se usan semiárboles con interposición de juntas elásticas que permitan el movimiento oscilante de la rueda cuando el vehículo está en movimiento.

Cualquiera que sea el sistema de juntas empleadas en la transmisión, éstas deben cumplir la condición de ser oscilantes y deslizantes, para permitir los desplaza-

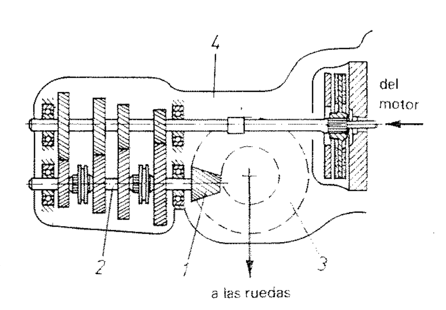
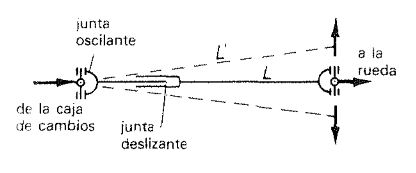


Fig. 3.34 Transmisión directa a las ruedas.



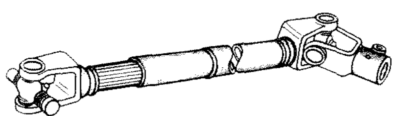


Fig. 3.35 Árbol telescópico.

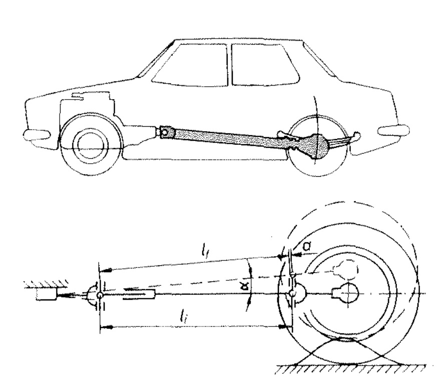


Fig. 3.36 Árbol de transmisión.

1 2 3 4

1 horquilla del árbol de transmisión
2 cruceta
3 cojinetes de agujas
4 arandelas de seguridad

Fig. 3.37 Despiece de una junta cardan.

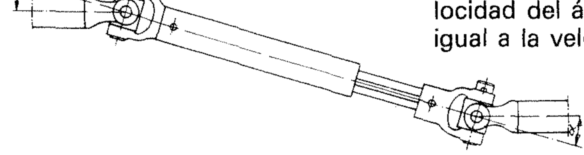


Fig. 3.38 Desplazamiento angular en un eje con articulación por cardan.

mientos de la rueda y a la vez adaptarse a las variaciones de longitud producidas en los semiárboles por causa de esos desplazamientos (figs. 3.35 y 3.36).

3.9.1 *Árboles de transmisión*

Estos elementos (fig. 3.32) están sometidos en su funcionamiento a esfuerzos constantes de torsión que son contrarrestados por la elasticidad del material. Por este motivo están diseñados para que aguanten el máximo de revoluciones sin deformación. Se fabrican en tubo de acero elástico, con su sección longitudinal en forma de huso —o sea, más grueso por el centro— y perfectamente equilibrados para no favorecer los esfuerzos en ningún punto determinado.

Además del esfuerzo de torsión, el árbol de transmisión está sometido a otro de oscilación alrededor de su centro fijo de rotación (figs. 3.35 y 3.36). En virtud de este movimiento de oscilación se modifican continuamente las longitudes de las uniones, dando como resultado un movimiento axial del árbol de transmisión. Este desplazamiento axial se puede calcular aproximadamente en función de la desviación angular del árbol:

$$\operatorname{sen} \alpha = \frac{h}{l_i} \qquad [3.25A]$$

$$\cos \alpha = \frac{l_f}{l_i} \qquad [3.25B]$$

$$a = l_i - l_f \qquad [3.25C]$$

l_i = longitud inicial
l_f = longitud final
h = recorrido del muelle
a = acortamiento
α = ángulo de oscilación

EJERCICIO RESUELTO



Problema 16

Un árbol de transmisión articulado tiene una longitud inicial de 1 300 mm. ¿Cuál es la desviación angular y el correspondiente acortamiento cuando el muelle de la suspensión se comprime 120 mm?

Solución:

$$\operatorname{sen} \alpha = \frac{h}{l_i} = \frac{120}{1\,300} = 0{,}0923 \quad ; \quad \alpha = 5^\circ\ 18'$$

$$l_f = l_i \cdot \cos \alpha = 1\,300 \times 0{,}9957 = 1\,294{,}44 \text{ mm}$$

$$a = l_i - l_f = 1\,300 - 1\,294{,}44 = 5{,}56 \text{ mm}$$

3.9.1.1 *Árboles con juntas universales cardan*

Este tipo de juntas (fig. 3.37) es el más empleado en la actualidad, ya que puede transmitir un gran par motor y permite desplazamientos angulares hasta de 15° en las de construcción normal (fig. 3.38), llegando hasta los 25° en las de construcción especial. Tienen el inconveniente de que cuando los ejes giran desalineados quedan sometidos a variaciones de velocidad angular y, por tanto, a esfuerzos alternos que aumentan su fatiga.

Sin embargo, para ángulos próximos a 180°, la velocidad es prácticamente uniforme en los dos árboles. La variación aumenta rápidamente al aumentar α.

La *velocidad máxima* del árbol conducido puede obtenerse multiplicando la velocidad del árbol conductor por la secante del ángulo α. La velocidad mínima es igual a la velocidad del árbol motor por el coseno del ángulo α.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 17

Calcular las velocidades máxima y mínima de un acoplamiento cardan cuyo ángulo entre árboles es de 25° y la velocidad del árbol motor es de 100 r. p. m.

Solución:

$$v_{máx.} = 100 \cdot \sec 25° = 100 \times 1{,}1034 = 110{,}34 \text{ r. p. m.}$$

$$v_{mín.} = 100 \cdot \cos 25° = 100 \times 0{,}9063 = 90{,}63 \text{ r. p. m.}$$

La fluctuación de velocidad es mayor cuanto mayor sea el ángulo α (fig. 3.38) aunque, normalmente, este ángulo en los vehículos es muy pequeño y, por tanto, las fluctuaciones de velocidad son prácticamente despreciables.

Cada junta está constituida (fig. 3.37) por dos horquillas (1) unidas entre sí por una cruceta (2), montada sobre cojinetes de agujas (3) alojados a presión en los alojamientos de las horquillas y sujetos a ellas con circlips o bridas de retención (4). Una de las horquillas (fig. 3.39) va unida al tubo de la transmisión (9) y la otra lleva la brida de acoplamiento para su unión al grupo propulsor del puente. En el otro lado del tubo, la junta cardan va montada sobre una unión deslizante, formada por un manguito (5) estriado interiormente que forma parte de una de las horquillas, acoplándose al estriado (6) del tubo (9). El conjunto así formado constituye una unión *oscilante* y *deslizante.*

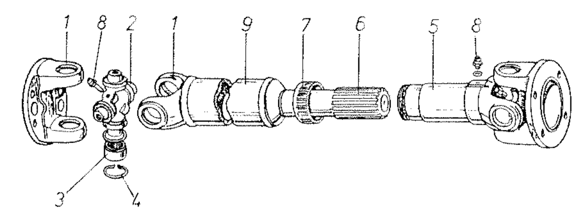


Fig. 3.39 Árbol de transmisión con juntas cardan.

Estos árboles no sufren, generalmente, averías de ningún tipo, salvo rotura del propio árbol, en cuyo caso hay que cambiar el conjunto, ya que no admite reparación. El único desgaste que puede sufrir está en los cojinetes de la cruceta, en cuyo caso se sustituyen éstos o se procede a cambiar la cruceta.

La protección del acoplamiento estriado la asegura el casquillo guardapolvo (7) y el engrase de las articulaciones de la junta se efectúa con grasa consistente por los engrasadores (8).

3.9.1.2 *Árboles con juntas universales elásticas*

Estos árboles se emplean cuando el puente trasero va fijo a la carrocería o para secciones intermedias de transmisión (fig. 3.40); por tanto, no necesitan transmitir el giro con grandes variaciones angulares. Como juntas se emplean discos de tejido o articulaciones de goma interpuestas entre dos bridas sujetas con pernos de unión.

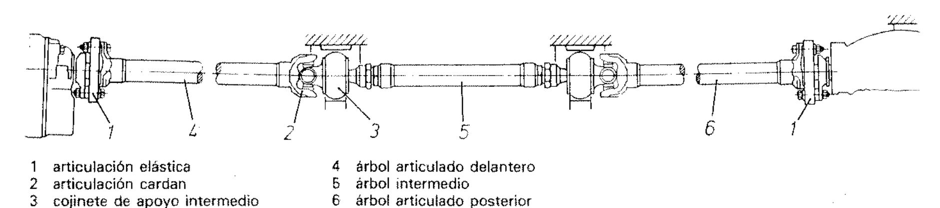


Fig. 3.40 Árbol articulado de cruceta y junta elástica.

Las juntas de disco (fig. 3.41), permiten un ángulo de desviación de 3 a 5° y están constituidas por uno o dos discos elásticos (tejido de tela engomada), interpuestos entre la brida del puente o caja de cambios y la brida de transmisión.

Las juntas con articulaciones de goma *(silentblock)* (fig. 3.42), al ser más elásticas que los discos, permiten desviaciones angulares de 5 a 8°. Tienen la ventaja de amortiguar las oscilaciones y ruidos en la transmisión; además, pueden eliminar el elemento deslizante, debido a su propia elasticidad transversal, cuando va montada entre elementos fijos.

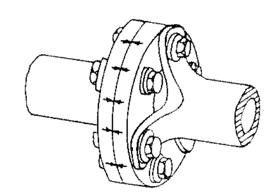
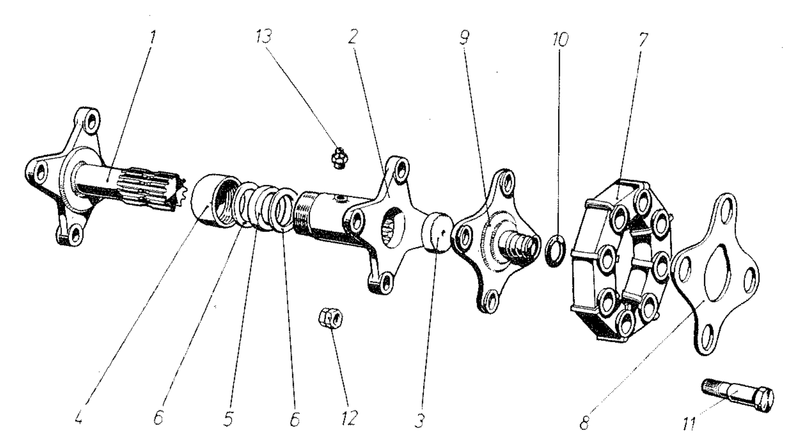


Fig. 3.41 Junta universal elástica de disco.



1 acoplamiento del árbol transmisor
2 plato deslizante de acoplamiento
3 tapón del plato del acoplamiento deslizante
4 tuerca prensafieltro
5 fieltro para la retención de grasa
6 arandelas de fieltro de protección
7 junta elástica
8 plancha protección de la junta elástica
9 placa de centraje de la junta elástica
10 anillo elástico del centrado de acoplamiento
11 tornillo de unión de los platos de acoplamiento
12 tuercas autofrenantes de unión de los platos de acoplamiento
13 engrasador

Fig. 3.42 Transmisión con junta elástica silentblock.

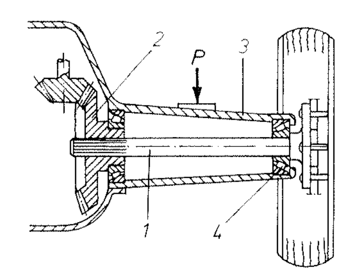


Fig. 3.43 Montaje semiflotante.

3.9.2 *Palieres*

Estos *semiárboles de transmisión rígidos* transmiten el movimiento desde el diferencial a las ruedas y están adaptados a los vehículos con puente trasero flotante, o sea, montado a través de la suspensión.

Están constituidos (fig. 3.33) por un eje de acero forjado estampado en caliente y mecanizado, con un posterior tratamiento de temple y cementación para darle la dureza y resistencia necesaria. En uno de sus extremos lleva un moyú estriado (1) para su acoplamiento en el planetario del diferencial y, en el otro extremo, una cabeza de forma circular (2) o cuadrada, con una serie de taladros radiales (3) para su amarre al cubo de la rueda.

Para el montaje de estos semiárboles se emplean varios sistemas de apoyo en las trompetas del puente, clasificándose en:

- Montaje semiflotante.
- Montaje tres cuartos flotante.
- Montaje flotante.

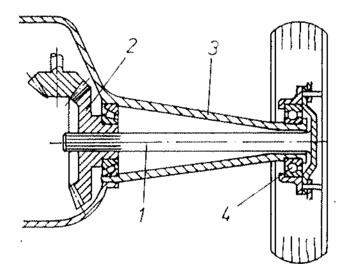


Fig. 3.44 Montaje tres cuartos flotante.

3.9.2.1 *Montaje semiflotante*

En este sistema (fig. 3.43) el palier (1) se apoya por un extremo en el planetario (2) del diferencial y, por el otro lado, lo hace en la trompeta (3) del puente, a través de un cojinete (4). Con este montaje, el peso del vehículo descansa en *(P)* y queda totalmente soportado por el palier que, además, transmite el giro a la rueda; queda, por tanto, sometido a esfuerzos de flexión y torsión; por esta razón, estos elementos tienen que ser más robustos.

3.9.2.2 *Montaje tres cuartos flotante*

En este montaje (fig. 3.44) el palier se une al cubo de la rueda, siendo éste el que se une al mangón (3) a través de un cojinete (4). En este caso, el peso del vehículo se transmite desde la trompeta del puente al cubo de la rueda y el palier queda libre de este esfuerzo, teniendo únicamente que mantener el cubo alineado y transmitir el giro.

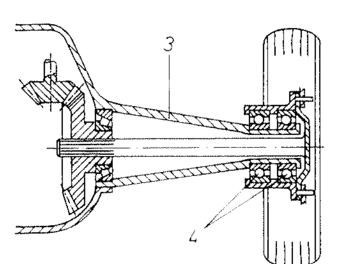


Fig. 3.45 Montaje flotante.

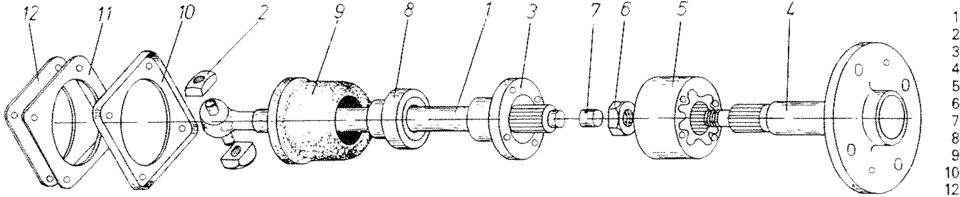
3.9.2.3 *Montaje flotante*

En este montaje —el más generalizado en los camiones— el cubo de la rueda (fig. 3.45) se apoya en el mangón del puente (3) a través de dos cojinetes (4), quedando así alineada la rueda que soporta el peso del vehículo. El palier queda liberado de todo esfuerzo, ya que solamente tiene que transmitir el giro a las ruedas.

En los montajes semiflotantes y tres cuartos flotantes, el palier no puede ser extraído del puente sin haber antes liberado a la rueda del peso del vehículo, cosa que no ocurre con este último sistema en el que, como puede verse, el palier queda totalmente libre.

3.9.3 *Semiárboles para transmisión con motor y propulsión traseros*

Uno de los sistemas más empleados es el representado en la figura 3.46, donde el palier (1) se une por un extremo al planetario por medio de los patines (2) alojados en un cajeado del mismo. Su forma esférica les permite deslizarse en el cajeado y adaptarse perfectamente a cualquier posición del palier. Por el otro extremo se acopla al manguito (3) por medio del estriado de ambos y que permite el deslizamiento del palier dentro del mismo, ajustando así la longitud diferencial-rueda por muy accidentado que sea el terreno.



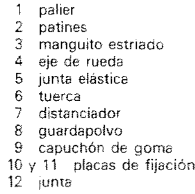


Fig. 3.46 Semiárbol articulado para transmisión trasera.

El árbol (4) de la rueda se acopla por medio de su estriado a la junta elástica (5), que consiste en un manguito o taco de caucho con un estriado interior, para que su acoplamiento al árbol de la rueda sea elástico, sujeto al mismo con la tuerca (6). La junta elástica (5) se une al manguito (3) y transmite así el movimiento desde el planetario a la rueda montada en la cabeza del árbol (4).

La junta elástica (5) y los patines (2) constituyen el sistema oscilante que hace que el giro pueda transmitirse a la rueda en cualquier posición de la misma, debido a las desigualdades del terreno. El sistema va montado al aire y lleva un protector de goma (9) para evitar que entre polvo al interior de la caja de cambios.

3.9.3.1 *Otro sistema semejante*

Otro de los sistemas empleados es el representado en la figura 3.47 que consiste en interponer una junta universal cardan (1), la cual se une por uno de sus extremos al planetario (4) y, por el otro lado, al palier (5).

En este sistema el palier no va montado al aire, sino dentro de una trompeta (2) que va unida al cárter por un sistema que permite adaptarse a las incidencias delterreno, apoyándose el palier en esta trompeta con interposición de un rodamiento (6).

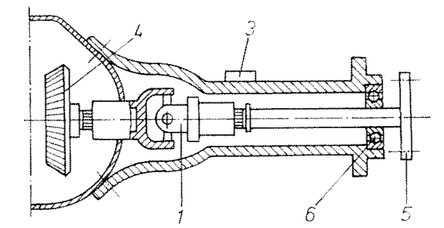


Fig. 3.47 Árbol articulado cardan.

3.9.4 *Semiárboles para tracción delantera*

Los vehículos con motor y tracción delanteras deben incluir, en su sistema de transmisión, un tipo de juntas que permitan, además del movimiento oscilante, el movimiento de orientación, ya que estas ruedas además de ser motrices son también directrices.

En estos casos no puede emplearse el sistema de juntas cardan, pues como ya se sabe, las velocidades de los dos árboles unidos con este tipo de juntas, cuando están formando un cierto ángulo, no son iguales en todo momento. La velocidad de giro que reciben de la caja de cambios es regular, pero a la salida de la junta, en cada vuelta aumenta la velocidad dos veces y disminuye otras dos, lo que significa un giro a impulsos cuando el ángulo formado por los dos árboles es grande, como ocurre cuando el vehículo toma una curva.

3.9.4.1 *Transmisión por juntas homocinéticas*

En la transmisión delantera se emplean *juntas homocinéticas* de las que existen varios diseños.

Uno de los sistemas empleados es el tipo *Glaencer-Spicer* (fig. 3.48) que consiste en dos juntas cardan unidas por una pieza de doble horquilla, de forma que el giro alterado por una de ellas es rectificado por la otra cruceta, transmitiéndose así un movimiento uniforme a las ruedas. En el otro extremo del palier, o sea en la unión al diferencial, se acopla otra junta del tipo cardan deslizante, o bien en este lado del palier se dispone de una junta deslizante trípode del tipo *Glaencer* (figura 3.49). Esta junta está constituida (fig. 3.50) por un trípode (1) donde se acoplan los rodillos (2) alojados en las ranuras cilíndricas del manguito (3) donde pueden deslizarse. En el interior del trípode (1) se aloja el palier (6) y, en el casquillo (3), el

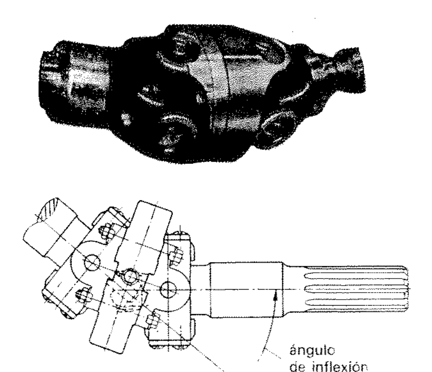


Fig. 3.48 Junta homocinética cardan (tipo Glaencer-Spicer).

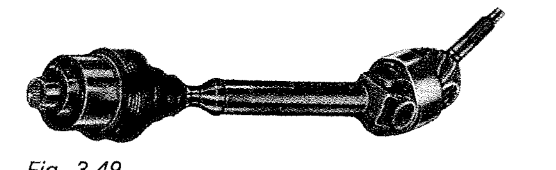


Fig. 3.49

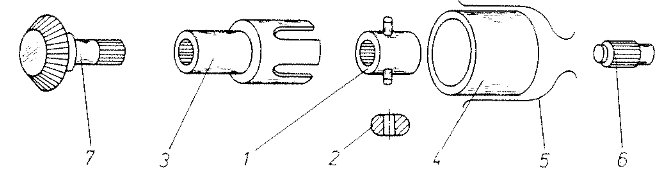
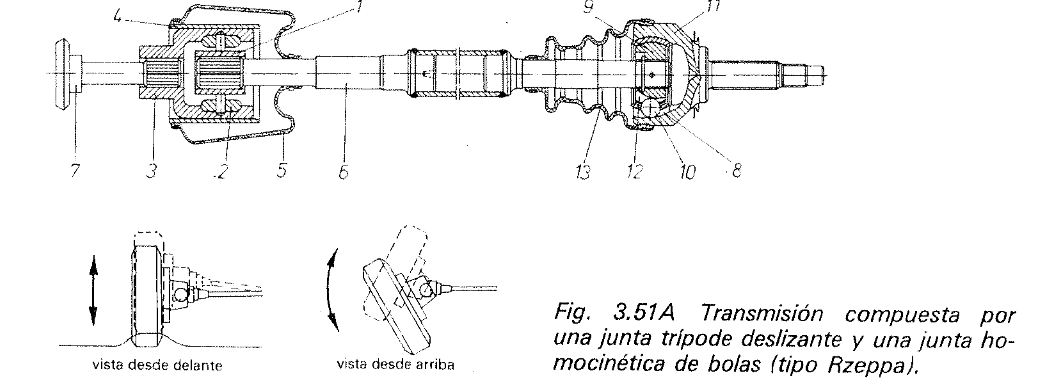


Fig. 3.50 *Junta trípode (tipo Glaencer).*

planetario (7), resultando una *junta homocinética deslizante.* El casquillo (4) y el guardapolvos (5) sirven de tapa y cierre del conjunto.

Otro de los sistemas empleados es acoplar al extremo del diferencial una junta trípode deslizante y en el otro extremo de la mangueta montar una junta homocinética de bolas tipo *RZEPPA* (fig. 3.51A), que lleva seis bolas (10) mantenidas en una jaula (8) y que pueden deslizarse en sus gargantas tóricas formadas por el árbol conductor y conducido del sistema (fig. 3.51B).



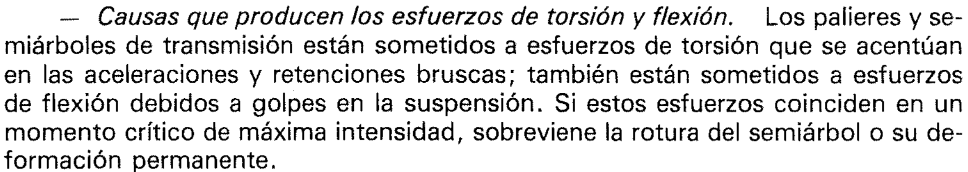


Fig. 3.51A Transmisión compuesta por una junta trípode deslizante y una junta homocinética de bolas (tipo Rzeppa).

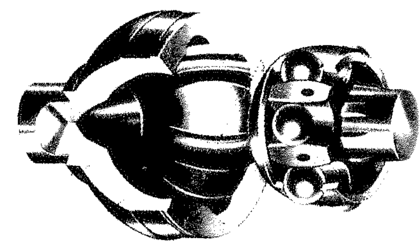
3.10 **Averías en la transmisión**

En su funcionamiento, el grupo piñón-corona está sometido a esfuerzos axiales y radiales en sus dos elementos. Los radiales producen desgaste en los dientes del grupo y los axiales tienden a doblar la corona, haciéndola trabajar a flexión y deformándola. Cuando el conjunto está sometido a esta deformación sobreviene la rotura de los dientes en la corona o en el piñón y hay que tener en cuenta, antes de sustituir el grupo, el comprobar la causa que ha producido la deformación y la rotura.

— *Causas que producen los esfuerzos de torsión y flexión.* Los palieres y semiárboles de transmisión están sometidos a esfuerzos de torsión que se acentúan en las aceleraciones y retenciones bruscas; también están sometidos a esfuerzos de flexión debidos a golpes en la suspensión. Si estos esfuerzos coinciden en un momento crítico de máxima intensidad, sobreviene la rotura del semiárbol o su deformación permanente.

También, cuando el vehículo lleva colocados unos neumáticos que no son los adecuados al diseño, el valor de la fuerza de adherencia por el radio de la rueda puede originar un par resistente elevado, resultando un mayor esfuerzo de torsión en estos árboles que produce la rotura en algún punto de los mismos sin causa aparente.

En los vehículos con puente trasero, las trompetas del mismo soportan una parte del peso del vehículo y, por lo tanto, están sometidos a esfuerzos de flexión que tienden a deformarlos. Estas deformaciones se acentúan con un exceso de carga, que produce una inclinación indebida de la rueda, un contacto anormal del neumático sobre el terreno y un desgaste desigual en el mismo.



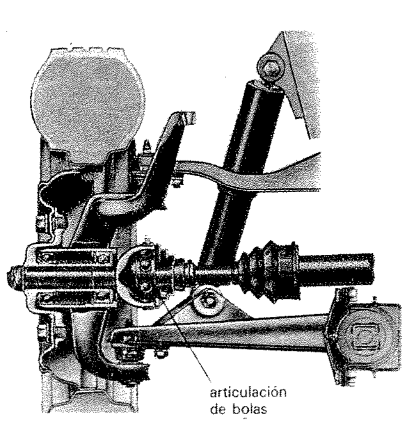


Fig. 3.51B Articulación homocinética de bolas (tipo Rzeppa).

3.10.1 *Diagnóstico y comprobación de averías*

El funcionamiento anormal de la transmisión se manifiesta por ruidos extraños o zumbidos durante la marcha del vehículo; por tanto, después de observar el funcionamiento del mismo durante una prueba en carretera, se procede al diagnóstico de averías y a la comprobación de sus elementos.

Las averías más frecuentes en este mecanismo son las siguientes:

1. *Ruidos o vibraciones en el árbol de la transmisión.*

Esta avería puede producirse por las siguientes causas:

- Descentrado del árbol.
- Desgaste en los cojinetes de agujas.
- Apriete insuficiente en los tornillos de amarre al puente o caja de cambios.
- Falta de engrase.

Conviene comprobar primeramente el engrase y el estado de los pernos de amarre; para ello se les aprieta al par de apriete correspondiente. Verificado este punto, se desmonta la transmisión y se comprueba la alineación del árbol, teniendo en cuenta la alineación de las crucetas, sustituyendo el árbol entero si está fuera de tolerancia. Comprobar la holgura en los cojinetes de las crucetas y sustituirlos si fuera necesario.

2. *Golpeteo en los semiárboles de ruedas.*

Esta avería se produce por desgaste en las juntas elásticas de los mismos, las cuales deben ser comprobadas y sustituidas si están defectuosas.

La rotura y deformación de los palieres (avería menos frecuente) proviene generalmente de deformaciones en el puente trasero. Antes de sustituir el palier, es conveniente comprobar la alineación entre los mangones del puente, colocando éste entre puntos de apoyo.

3. *Ruidos o golpeteos continuos en el diferencial cuando el vehículo circula en línea recta.*

La avería está en el grupo cónico, por desgaste excesivo o escalonado en sus dientes, rotura de algún diente o alabeo de la corona.

Conviene desmontar el grupo del puente o la caja de cambios, según el tipo de transmisión, y desmontar sus elementos para comprobar los siguientes puntos:

- Estado y desgaste de los dientes.
- Con un comparador, medir la deformación y alabeo de la corona (figura 3.52), que deberá estar dentro de los límites de tolerancia determinados según los datos técnicos del fabricante.

Ante cualquier defecto observado en uno de los componentes del grupo cónico, se procede al desmontaje y cambio del conjunto, ya que los elementos no son intercambiables.

4. *Observación de zumbidos en marcha.*

Si durante la marcha del vehículo se observa un zumbido, la avería está en los cojinetes de apoyo de la corona o de los semiárboles de la rueda. Conviene comprobar el estado de los cojinetes, que deben tener un aspecto brillante y girar libremente.

5. *Golpeteos en la retención del vehículo.*

Esta avería procede de una falta de ajuste entre el piñón y la corona. Conviene desmontar el grupo y efectuar el reglaje entre ambos elementos.

6. *Zumbido o golpeteo en el diferencial al tomar una curva.*

La avería está en los piñones del diferencial. Desmontar el grupo y comprobar el estado y holgura entre sus piñones. Sustituir el elemento defectuoso o las arandelas de reglaje, de forma que, frenando uno de los planetarios, el otro debe girar libremente al aplicarle un par máximo de 1 kgf · m.

3.10.2 *Montaje y ajuste del grupo piñón-corona*

El *grupo piñón-corona* sale ajustado de fábrica para un silencioso y perfecto funcionamiento entre los dientes de sus dos elementos; para evitar su intercambiabilidad ambos elementos vienen marcados con un número de emparejamiento. Esto determina unas cotas de ajuste axial (fig. 3.53) entre ambos elementos, fijadas en el taller de fabricación al adaptar las ruedas.

Estas cotas deben tenerse muy en cuenta al montar el grupo cónico, ya que

A = holgura piñón-corona
B = alabeo de la corona

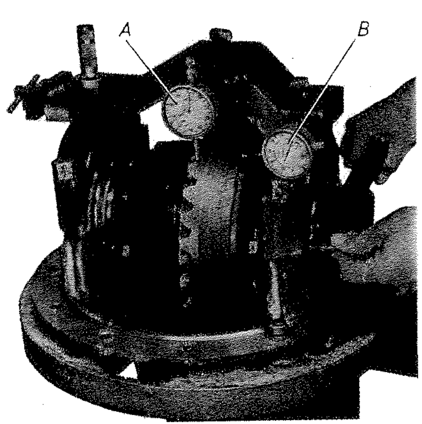
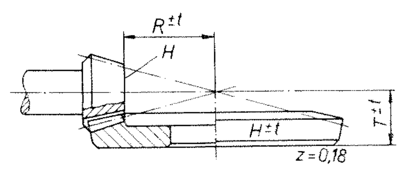
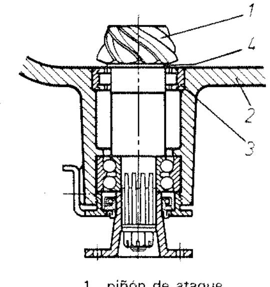


Fig. 3.52 Comprobación del grupo cónico.



H = número de emparejamiento
R y T = cotas de ajuste axial
t = tolerancia
z = juego entre dientes

Fig. 3.53 Cotas de reglaje grupo cónico.



1 piñón de ataque
2 carcasa
3 rodamiento
4 arandela de reglaje

Fig. 3.54 Reglaje del piñón.

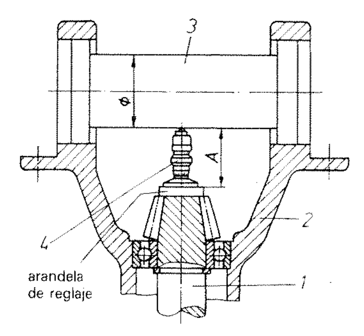
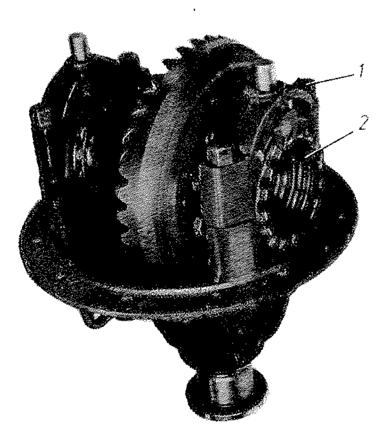


Fig. 3.55 Medida de la altura del piñón.



1 sombrerete fijación corona
2 tuerca de reglaje corona

Fig. 3.57

cualquier variación en ellas trae consigo una variación de ajuste entre los flancos de los dientes que reduce la superficie de contacto aumentando la presión y fatiga en ellos, lo cual produce un desgaste desigual o escalonado entre sus dientes.

3.10.2.1 *Montaje y reglaje axial del piñón*

El *piñón de ataque* puede ser un elemento independiente cuando el grupo va montado sobre puente trasero o forma parte del secundario de la caja de cambios; en ambos casos va montado sobre dos rodamientos de apoyo (3), introducidos a presión en el árbol. Entre el rodamiento del lado del diferencial y el piñón (fig. 3.54) va montada la arandela de reglaje (4); por tanto, antes de introducir el rodamiento debe calcularse previamente el espesor de las arandelas a introducir para el ajuste axial del piñón con la corona.

— *Cálculo del espesor de la arandela.* Para calcular el espesor de estas arandelas (fig. 3.55) se introduce el piñón (1) en su alojamiento de la carcasa (2) o caja de cambios, de forma que la cara de asiento quede rasante con la pared de la carcasa. En esta posición, se mide la distancia entre la cara superior del piñón y el eje de la corona valiéndose de un útil apropiado (3) y un micrómetro de interiores (4). La diferencia entre la cota obtenida y la cota de referencia del fabricante determina el espesor de la arandela o arandelas a colocar.

Suponiendo que la cota *(A)* obtenida en el micrómetro (fig. 3.55) es de 46,75 mm y la cota de referencia según las características del fabricante es de $R = 46{,}30^{+0{,}12}$, el espesor total de las arandelas a colocar para el reglaje axial del piñón es:

$$S = A - R = 46{,}75 - (46{,}30 + 0{,}12) = 0{,}33 \text{ mm}$$

— *Verificación del conjunto montado.* Una vez colocadas las arandelas y el piñón montado en su posición final de funcionamiento, se comprueba que no hay holgura entre sus cojinetes, que deben girar libremente al aplicarle un par máximo de 0,5 kgf · m (fig. 3.56).

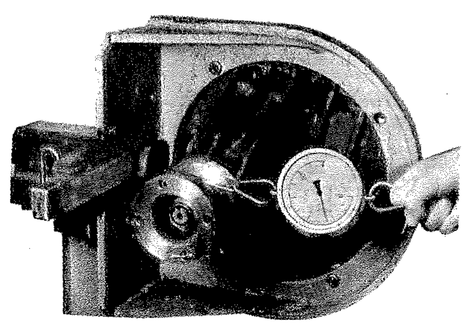


Fig. 3.56 Comprobación de la precarga de los rodamientos del piñón de ataque con dinamómetro.

Para comprobar si el reglaje es correcto, se puede verificar la forma de ataque del piñón sobre la corona. Para ello, se monta el conjunto diferencial en su alojamiento de la carcasa apretando los sombreretes de fijación (1) (fig. 3.57) al par correspondiente, teniendo en cuenta lo siguiente:

— Un apriete excesivo bloquea el rodamiento.
— Un apriete con holgura puede desfigurar el ataque del piñón.

Montado el conjunto, se impregnan varios dientes del piñón con pintura de marcar y se hace girar manualmente el piñón sobre la corona. La huella que deja el piñón sobre los dientes de la corona (fig. 3.58) determina si el reglaje está bien hecho.

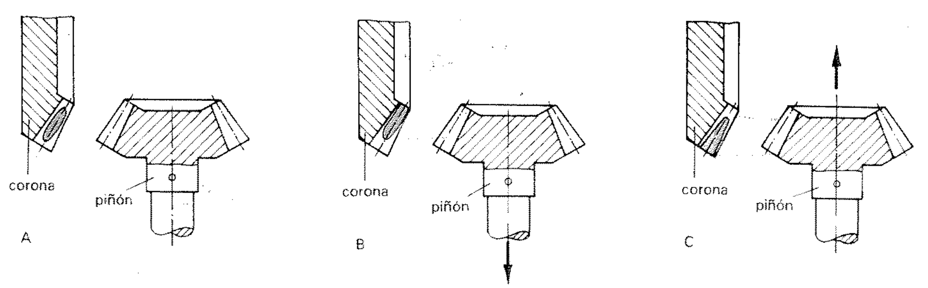


Fig. 3.58 Ataque del piñón sobre la corona: A, *ataque correcto;* B, *quitar arandelas;* C, *poner arandelas.*

3.10.2.2 *Reglaje axial de la corona*

Si el reglaje del piñón es correcto, la huella que deja sobre los dientes de la corona (fig. 3.59) determina a su vez el ataque entre ambos elementos. Apretando y aflojando en uno u otro sentido las tuercas almacenadas que sirven de reglaje de la corona se consigue aproximar la corona al piñón, de forma que la mancha de pintura quede centrada en los dientes y cubriendo casi toda la superficie.

— *Comprobación de la holgura entre los dientes del piñón y la corona.* Para comprobar correctamente la holgura entre los dientes del grupo, se monta un comparador (fig. 3.52) con el palpador apoyado en uno de los dientes de la corona y se coloca la esfera a cero; se sujeta el piñón para que no se mueva y se hace oscilar la corona. El desplazamiento de la misma debe dar una oscilación de la aguja correspondiente a la holgura deseada y de acuerdo con las características del fabricante (marcadas en la corona), que suele estar comprendida entre 0,15 y 0,20 mm. Comprobar sobre varios dientes que el error de medida entre ellos es inferior a 0,05 mm.

Una vez efectuado el reglaje, se limpia la pintura empleada y se engrasa el grupo. El conjunto debe girar libremente al aplicarle un par máximo de 0,75 kgf · m.

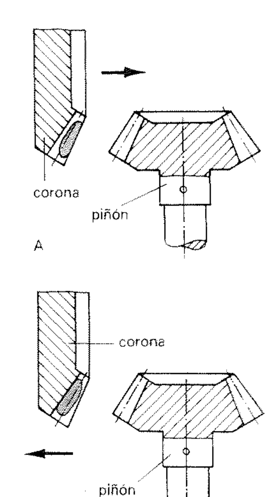


Fig. 3.59 Reglaje axial de la corona: A, *ataque con holgura (aproximar corona);* B, *ataque excesivo (separar corona).*

CUESTIONARIO

3.1 ¿Cuál es la condición que tiene que cumplirse para que un vehículo se desplace?
3.2 ¿Qué se entiende por fuerza de impulsión y par resistente?
3.3 ¿Qué dispositivo se emplea para la transmisión total y cómo se realiza ésta?
3.4 ¿Cuáles son los condicionantes que intervienen en la resistencia que opone un vehículo para su desplazamiento?
3.5 ¿Qué misión tiene el grupo cónico y cómo está constituido?
3.6 Grupos con doble reducción. Constitución y características de los mismos.
3.7 ¿En qué consiste la reacción del grupo piñón-corona?
3.8 Elementos de empuje empleados para absorber la reacción producida en el grupo cónico.
3.9 ¿Qué misión cumplen el diferencial y los elementos empleados para compensar la diferencia de giro en las ruedas?
3.10 ¿Cómo funciona un diferencial simple y cuál es la relación de compensación?
3.11 Diferenciales controlados. Tipos y características de los mismos.
3.12 ¿Cómo funciona un diferencial con bloqueo automático de rodillos?
3.13 Árboles de transmisión. Características y tipos de juntas empleadas.
3.14 Sistemas de montaje de los palieres sobre el puente trasero y características de los mismos.
3.15 ¿Qué son juntas homocinéticas y dónde se emplean?
3.16 Tipos de juntas empleadas en los vehículos con tracción delantera.
3.17 Tipos de averías que suelen darse con más frecuencia en la transmisión y cómo se comprueban.
3.18 ¿Cómo se efectúa el reglaje y ajuste del grupo piñón-corona?
3.19 ¿Cómo se mide el juego entre los dientes del grupo?

EJERCICIOS A REALIZAR

1.º Un motor de 60 CV al freno proporciona su par máximo a 4 000 r. p. m. Si el rendimiento en la transmisión es de un 85 % en las ruedas, cuyo diámetro es de 70 cm, calcular:

1.º La potencia útil del vehículo.
2.º El par motor máximo obtenido en rueda para una reducción de puente de 7/36.
3.º La fuerza de impulsión a esa velocidad.

2.º Un motor capaz de desarrollar un par máximo de 35 kgf · m a 4 200 r. p. m., está acoplado a un vehículo con rueda de 70 cm de diámetro y un puente con doble reducción de 6/13 y 7/22. Dispone de una caja de cambios con las siguientes relaciones de desmultiplicación: 1.ª = 4,25/1; 2.ª = 3,3/1; 3.ª = 2,15/1; 4.ª = 1,65/1 y 5.ª = 1/1. Si el vehículo en su desplazamiento en directa aumentase en un momento dado su par resistente a 650 kgf · m, ¿qué velocidad se tendría que acoplar?

3.º Un vehículo cuya corona gira a 300 r. p. m. proporciona un par de 170,9 kgf · m en rueda y 28,5 kgf · m a la salida de la caja de cambios. Calcular la potencia del motor, sabiendo que la relación acoplada en la caja de cambios es de 3,2/1.

4.º Un motor de 60 CV a 5 000 r. p. m. proporciona un par a la salida de la caja de cambios de 15,48 kgf · m, con un par transmitido a la rueda de 92,88 kgf · m. Calcular las relaciones de caja y puente acopladas.

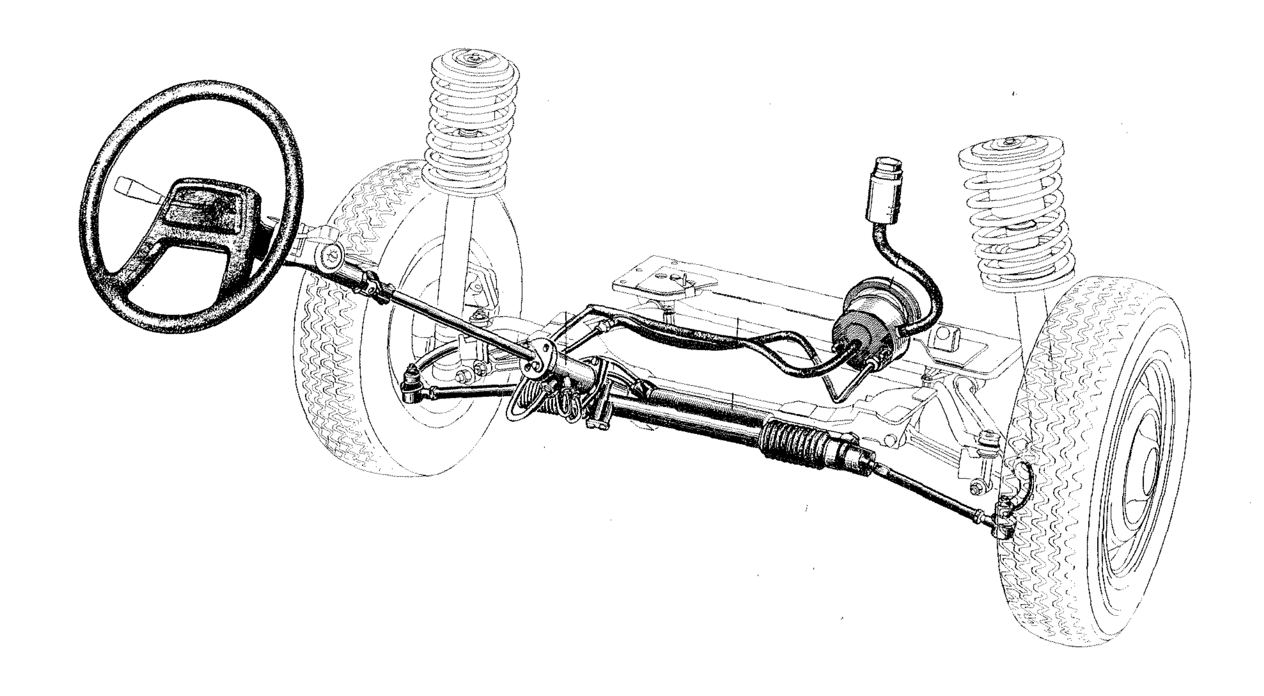
5.º Un vehículo cuyo motor gira a 5 000 r. p. m. con puente de reducción 6/1, tiene un ancho de vía de 1,5 m. Calcular el número de revoluciones en las ruedas motrices cuando el vehículo toma una curva de 10 m de radio.

6.º Un vehículo que tiene 2 m de vía con rueda de 80 cm, toma una curva de 20 m de radio. Calcular la velocidad de las ruedas cuando la corona gire a 500 r. p. m.

7.º Un vehículo con ruedas de 70 cm de diámetro, al tomar una curva de 30 m de radio, alcanzan sus ruedas una velocidad de 82,1 y 76,16 km/h respectivamente. Calcular la relación de compensación, ancho de vía y número de revoluciones en la corona.

8.º Calcular la fluctuación de velocidad en un sistema cardan acoplado a la rueda, cuando ésta gira con un ángulo de 30° a 1 000 r. p. m. y el par a que estaría sometido, siendo éste en condiciones normales de 51,552 kgf · m.

4. Estudio de la dirección



OBJETIVOS

— *Familiarizar al alumno con los distintos tipos y sistemas de dirección empleados en la actualidad.*

— *Conocer sus elementos constructivos y el funcionamiento de los mismos.*

— *Establecer la misión que cumple la dirección en un vehículo y las condiciones que debe reunir el sistema.*

— *Analizar las averías más frecuentes en este mecanismo y la forma de corregirlas.*

EXPOSICIÓN DEL TEMA

4.1 Misión de la dirección

El conjunto de mecanismos que componen la *dirección* (fig. 4.1) tiene la misión de orientar las ruedas delanteras para que el vehículo tome la trayectoria deseada por el conductor.

Para que el conductor no tenga que realizar esfuerzo en la orientación de las ruedas, el vehículo dispone de un *mecanismo desmultiplicador,* en los casos simples, o de *servomecanismos de asistencia,* para vehículos pesados.

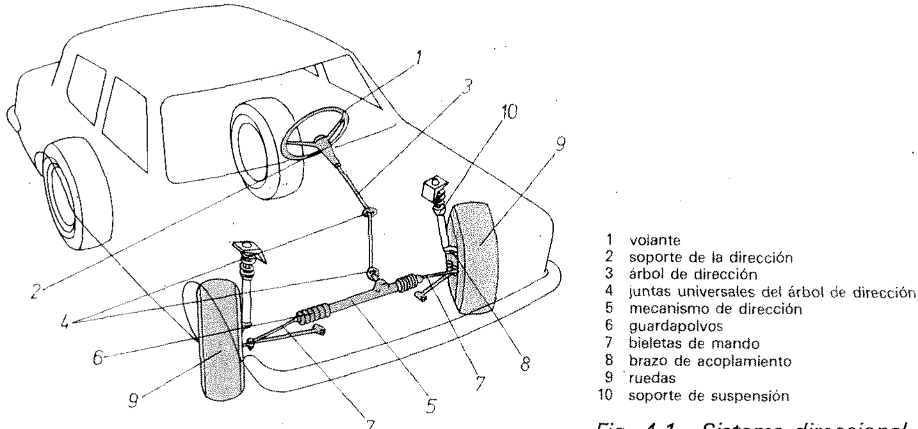


Fig. 4.1 Sistema direccional.

4.2 Cualidades que debe reunir toda dirección

Siendo la dirección uno de los órganos más importantes en el vehículo, ya que de ella depende la seguridad en carretera, debe reunir una serie de cualidades que proporcionen al conductor, durante la marcha del mismo, la *seguridad* y *comodidad* necesaria en la conducción. Estas cualidades son las siguientes:

- Seguridad.
- Suavidad.
- Precisión.
- Irreversibilidad.

4.2.1 *Seguridad*

La *seguridad* depende de la fiabilidad del mecanismo, de la calidad de los materiales empleados y del entretenimiento efectuado.

4.2.2 *Suavidad*

La *suavidad* se consigue con un montaje preciso, una desmultiplicación adecuada y un perfecto engrase.

La dureza en la conducción hace que ésta sea desagradable, a veces difícil y siempre fatigosa. Puede producirse por colocar unos neumáticos inadecuados o mal inflados, por un avance o salida exagerados, por carga excesiva sobre las ruedas directrices y por estar el eje o el chasis deformado.

4.2.3 *Precisión*

La *precisión* se consigue haciendo que la dirección no sea muy dura ni muy suave. Si la dirección es dura por un excesivo ataque (mal reglaje) o pequeña desmultiplicación (inadecuada), la conducción se hace fatigosa e imprecisa; por el contrario, si es muy suave, por causa de una desmultiplicación grande, el conductor no siente la dirección y el vehículo sigue una trayectoria imprecisa. La falta de precisión puede ser debida a las siguientes causas:

– Por excesivo juego en los órganos de dirección.

– Por alabeo de las ruedas, que implica una modificación periódica en las cotas de reglaje y que no debe exceder de 2 a 3 mm.

– Por un desgaste desigual en los neumáticos (falso redondeo), que hace ascender y descender a la mangueta en cada vuelta, modificando por tanto las cotas de reglaje.

– El desequilibrio en las ruedas, que es el principal causante del *shimmy,* (ver tema 10) consiste en una serie de movimientos oscilatorios de las ruedas alrededor de su eje, que se transmite a la dirección, produciendo reacciones de vibración en el volante.

– Por la presión inadecuada en los neumáticos, que modifica las cotas de reglaje y que, si no es igúal en las dos ruedas, hace que el vehículo se desvíe a un lado.

4.2.4 *Irreversibilidad*

La *irreversibilidad* consiste en que el volante debe mandar el giro a las ruedas pero, por el contrario, las oscilaciones que toman éstas, debido a las incidencias del terreno, no deben ser transmitidas al volante. Esto se consigue dando a los filetes del sin fin la inclinación adecuada, que debe ser relativamente pequeña.

4.3 **Elementos de mando**

La orientación de las ruedas directrices, para que el vehículo tome la trayectoria deseada, se realiza a través de una serie de elementos acoplados al mismo, que tienen como finalidad transmitir el giro del volante a las ruedas. Este conjunto de elementos está constituido por un mecanismo desmultiplicador, llamado *árbol de dirección,* y una serie de palancas y barras de acoplamiento, denominadas *tirantería de la dirección,* cuya disposición varía de unos vehículos a otros según el sistema empleado.

4.3.1 *Árbol de dirección*

Este mecanismo (fig. 4.2) transforma el giro del volante en movimiento de vaivén en su palanca de mando. El *árbol de dirección* realiza una desmultiplicación de giro y la multiplicación de fuerza necesaria para poder orientar las ruedas; o lo que es lo mismo, como el esfuerzo que hay que aplicar a las ruedas para su orientación está en función del peso que sobre ellas gravita, este mecanismo realiza una desmultiplicación del esfuerzo a realizar en el volante, para que el conductor pueda realizar la maniobra con el mínimo esfuerzo.

Los volantes de dirección deben cumplir las exigencias de calidad determinadas en la norma UNE 26 236.

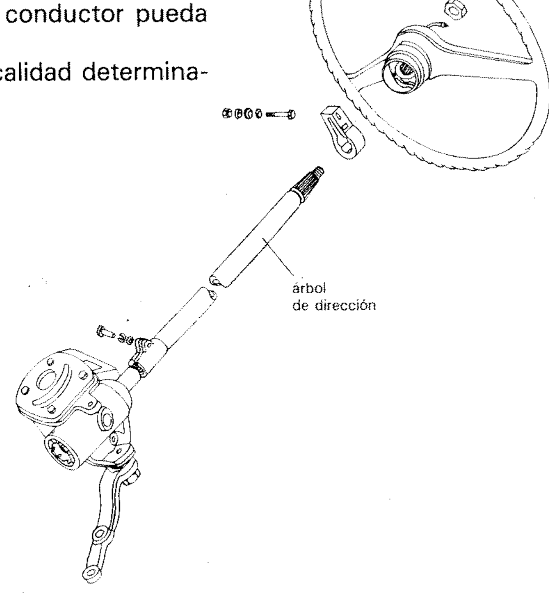
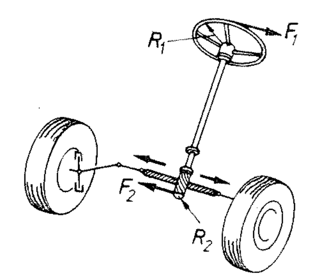


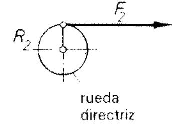
Fig. 4.2 Árbol de dirección.

4.3.2 *Relación de esfuerzos a transmitir en un mecanismo sencillo de dirección*



Como el par de giro es igual a la fuerza por su radio, la desmultiplicación del esfuerzo está en función de los diámetros del *volante* y de la *rueda directriz* del mecanismo de dirección (fig. 4.3), resultando las fuerzas aplicada y obtenida inversamente proporcionales a los radios de giro correspondientes, ya que el momento del esfuerzo de dirección ha de ser igual al momento resistente del mecanismo de dirección:

$$F_1 \cdot R_1 = F_2 \cdot R_2$$



es decir:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{R_2}{R_1} \qquad [4.1]$$

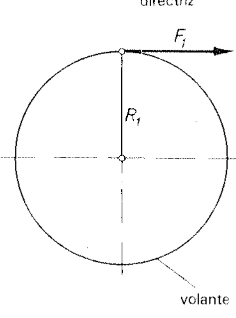


Fig. 4.3

Esto indica que, para un mecanismo de dirección dado, cuanto mayor sea el diámetro del volante, menor será el esfuerzo a realizar. No obstante, las dimensiones de éste están supeditadas al espacio interior del habitáculo y a la posición más cómoda para el conductor; por esta razón, los vehículos pesados, que necesitan un gran esfuerzo de orientación, con el fin de no sobredimensionar el volante, emplean *servomecanismos* de asistencia.

4.3.3 *Relación de transmisión en la dirección*

En todo sistema direccional la *relación de desmultiplicación (R_d)* viene determinada por la relación que existe entre el *ángulo (A), descrito por el volante, y el ángulo (B),* obtenido en las ruedas directrices (fig. 4.4).

$$R_d = \frac{A}{B} \qquad [4.2]$$

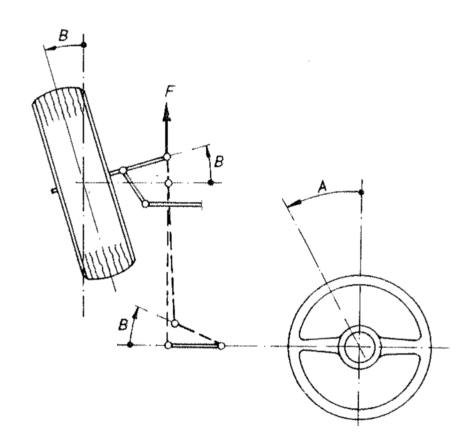


Fig. 4.4 Relación de transmisión en la dirección.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 1

Con un giro completo del volante (360°), se obtiene un ángulo de giro en las ruedas de 20°. ¿Cuál es el valor de la relación de desmultiplicación?

Solución:

Aplicando la fórmula [4.2]

$$R_d = \frac{A}{B} = \frac{360°}{20°} = \frac{18}{1}$$

El valor de (R_d) depende del peso del vehículo y de la carga que gravita sobre las ruedas directrices; oscila entre 12 y 24, según el tipo de vehículo.

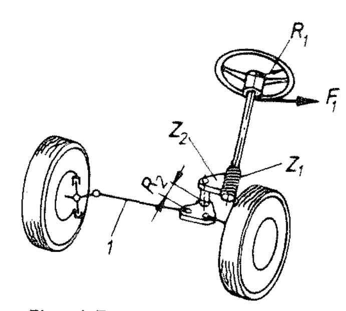


Fig. 4.5

4.3.4 *Relación de esfuerzos en un mecanismo de dirección*

En cada caso particular, y según el tipo de mecanismo de dirección empleado, el cálculo es diferente. Para que sirva de ejemplo, se realiza a continuación el cálculo de un sistema de dirección de tornillo sin fin que engrana con un sector con dientes helicoidales (fig. 4.5).

Como la longitud del brazo de palanca de la barra de dirección apenas influye sobre la relación de transmisión, se calcula ésta en función del número de entradas del tornillo sin fin (z_1) y el número de dientes total (z_2) de la rueda helicoidal que engrana con el tornillo aunque, en la práctica, solamente trabaje un sector de dientes de ésta.

Como se vio anteriormente, la relación de transmisión define también el valor del esfuerzo a ejercer en el volante. Por tanto, para el cálculo, hay que considerar los brazos de palanca efectivos actuantes y las resistencias al rozamiento presentadas. El esfuerzo a realizar en el volante depende, además, de la presión de los neumáticos y de la velocidad de marcha del vehículo. Cuando el vehículo está parado no debe sobrepasar un valor determinado previamente.

El ejemplo que se presenta a continuación se realiza de forma sencilla y se prescinde de los últimos factores indicados, pero sí se tiene en cuenta los números de dientes de los elementos que intervienen.

Por tanto (fig. 4.5):

$$\boxed{F_1 \cdot R_1 \cdot z_1 = F_2 \cdot R_2 \cdot z_2} \qquad [4.3A]$$

de donde:

$$\boxed{F_2 = F_1 \cdot \frac{R_1 \cdot z_1}{R_2 \cdot z_2} = F_1 \cdot i_1 \cdot i_2} \qquad [4.3B]$$

$$\boxed{F_1 = F_2 \cdot \frac{R_2 \cdot z_2}{R_1 \cdot z_1} = \frac{F_2}{i_1 \cdot i_2}} \qquad [4.3C]$$

F_1 = fuerza tangencial en el volante
R_1 = radio del volante
z_1 = número de entradas del tornillo sin fin
z_2 = número de dientes de la rueda helicoidal
R_2 = radio de palanca efectivo resistente
i_1 = relación de transmisión de los brazos de palanca: $\frac{R_1}{R_2}$
i_2 = relación de transmisión de los números de dientes: $\frac{z_1}{z_2}$

EJERCICIO RESUELTO

Problema 2

Sobre la palanca de dirección (1) actúa una fuerza (F_2) de 40 kgf. La longitud del brazo de palanca resistente (R_2) es de 160 mm. ¿Cuál es el valor del esfuerzo a realizar (F_1) sobre el volante de dirección, sabiendo que tiene un diámetro de 400 mm y el mecanismo tiene una relación de transmisión de 15:1?

Solución:

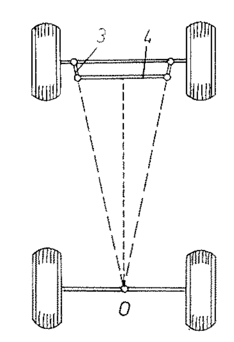
En primer lugar se calcula la relación de transmisión i_1:

$$i_1 = \frac{R_1}{R_2} = \frac{\frac{400}{2}}{160} = \frac{400}{320} = \frac{5}{4}$$

Aplicando la fórmula [4.3C], se calcula el valor de (F_1) buscado:

$$F_1 = \frac{F_2}{i_1 \cdot i_2} = \frac{40}{\frac{5}{4} \times \frac{15}{1}} = \frac{160}{75} = 2{,}13 \text{ kgf}$$

4.3.5 *Tirantería de la dirección*

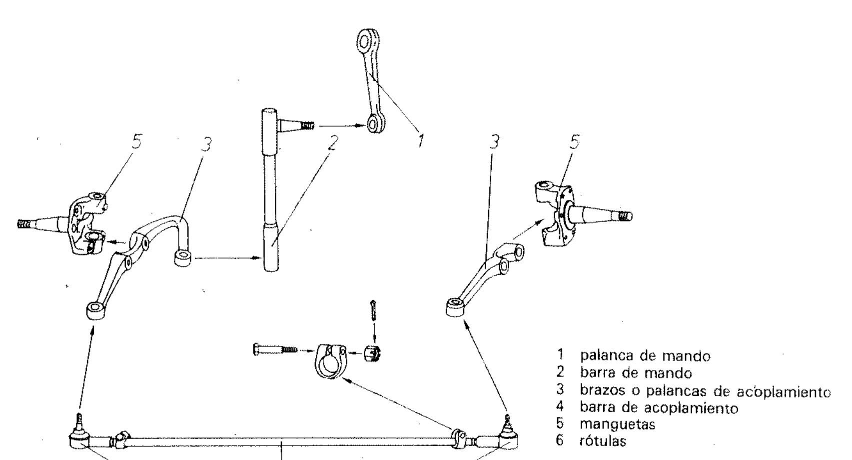


3 brazo o palanca de acoplamiento
4 barra de acoplamiento

Fig. 4.6B

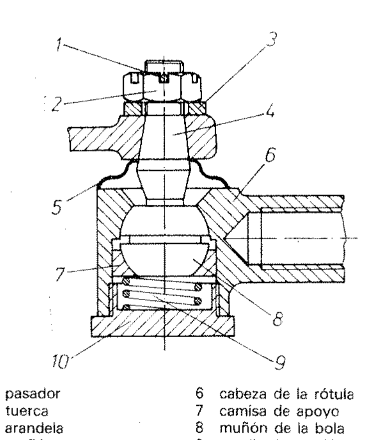
Estos elementos transmiten a las ruedas el movimiento obtenido en el mecanismo de la dirección, constituyendo el *sistema direccional* para la orientación de las mismas.

El sistema está formado (fig. 4.6A) por unas palancas o brazos de acoplamiento (3) montadas sobre las manguetas (5), perpendiculares al eje de las ruedas y paralelas al terreno. Estas palancas llevan un cierto ángulo de inclinación para que la prolongación de sus ejes coincida sobre el centro del eje trasero (fig. 4.6B) y tienen por misión el desplazamiento lateral de las ruedas directrices.



1 palanca de mando
2 barra de mando
3 brazos o palancas de acoplamiento
4 barra de acoplamiento
5 manguetas
6 rótulas

Fig. 4.6A Tirantería de dirección.



1 pasador
2 tuerca
3 arandela
4 muñón
5 protección de goma
6 cabeza de la rótula
7 camisa de apoyo
8 muñón de la bola
9 muelle de presión
10 tapa

Fig. 4.6C Cuerpos de rótula y sistema de acoplamiento a la barra de dirección.

— *Barra de acoplamiento.* La unión de las dos ruedas se realiza por medio de una o varias *barras de acoplamiento* (4) (figs. 4.6A y B) (según el sistema empleado). Estas barras de acoplamiento enlazan los dos brazos (3) para que el movimiento en las dos ruedas sea simultáneo y conjugado, al producirse el desplazamiento lateral en una de ellas. Están formadas por un tubo de acero en cuyos extremos van montadas unas rótulas (fig. 4.6C), cuya misión es hacer elástica la unión entre los brazos de rueda (3) y adaptarla a las variaciones de longitud producidas por las incidencias del terreno (fig. 4.7). Sirven además para la corrección de la convergencia de las ruedas, acortando o alargando la longitud de las barras.

En la figura 4.6D se presenta el detalle en sección de una rótula para dar movimiento a la barra de mando.

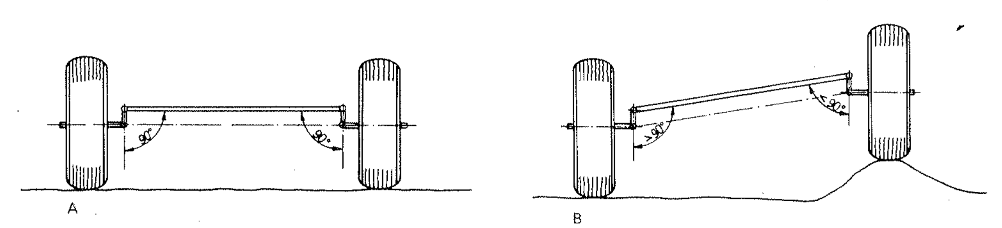


Fig. 4.7 Disposición de la barra de acoplamiento: A, *en terreno llano;* B, *en terreno accidentado.*

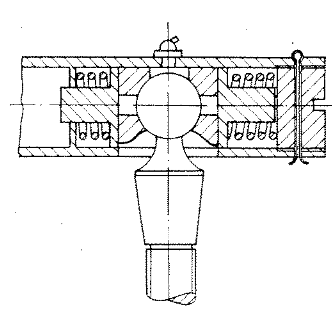


Fig. 4.6D Rótula para barra de mando.

— *Barra de mando.* El movimiento direccional a este conjunto de acoplamiento a las ruedas, se transmite por medio de una *barra de mando* (2) (fig. 4.6A) unida, por un lado, a la palanca de ataque (3) y, por el otro, a la palanca de mando (1) de la dirección. En otros sistemas, el árbol de la dirección ataca directamente al sistema de acoplamiento de las ruedas, como ocurre en las direcciones de cremallera (fig. 4.11).

4.3.6 *Sistemas de acoplamiento*

Según los elementos empleados dentro de la estructura de montaje para el acoplamiento de la tirantería de la dirección y sin romper las normas básicas direc-

cionales, existen varias disposiciones utilizadas por los distintos fabricantes de vehículos, entre las que se pueden destacar las siguientes:

– *Barra de acoplamiento única.* En este sistema (figs. 4.8A y B) la barra (4) va unida a los brazos de la rueda (3) y a la palanca de ataque o palanca de mando (2). Este sistema es el tradicional y es utilizado generalmente en vehículos con eje delantero rígido.

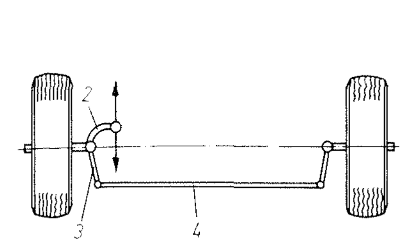


Fig. 4.8A Acoplamiento de barra única.

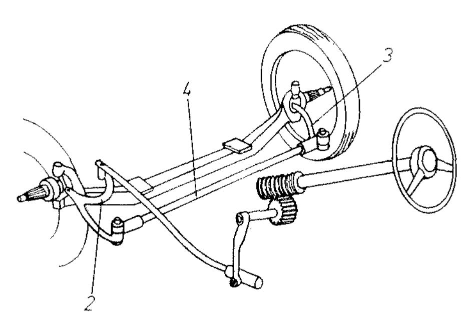


Fig. 4.8B

– *Barra de acoplamiento tripartida.* En este sistema (figs. 4.9A y B) se utiliza en vehículo con suspensión independiente en las ruedas delanteras. Suprime la palanca de ataque y a veces la bieleta de empuje, y une directamente la palanca de mando (2) a las barras de acoplamiento (4).

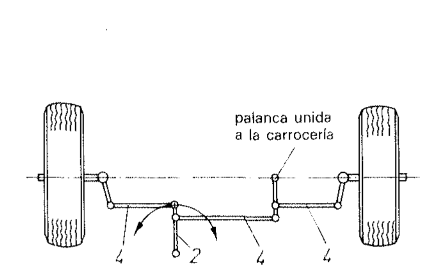


Fig. 4.9A Acoplamiento con barra tripartita.

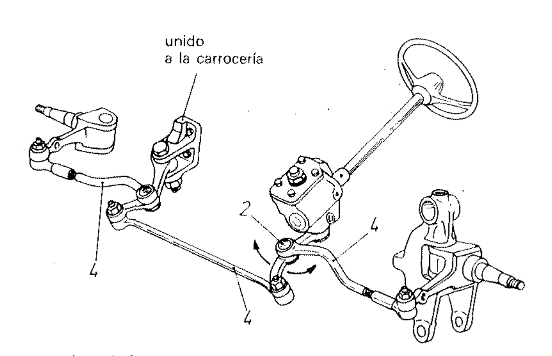


Fig. 4.9B Dirección con tirante intermedio.

– *Barra de acoplamiento en dos secciones.* En esta disposición (fig. 4.10) las dos barras de acoplamiento (4) van unidas directamente a la palanca de mando (2).

– *Acoplamiento directo.* Este sistema (fig. 4.11) es utilizado en las direcciones de cremallera.

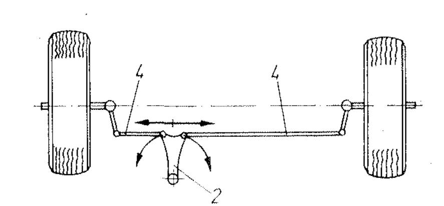


Fig. 4.10 Acoplamiento con barra en dos secciones.

4.4 Mecanismos de dirección

El *mecanismo de la dirección* constituye el elemento desmultiplicador de giro del volante y está formado por una serie de engranajes encerrados en el cárter del árbol de la dirección.

Según la forma y los elementos empleados en este mecanismo, así como la adición de dispositivos especiales acoplados para transmitir el esfuerzo de giro a las ruedas, se clasifican en los siguientes tipos:

Direcciones simples de { tornillo sin fin / cremallera

Direcciones asistidas { servodirección hidráulica / servodirección neumática

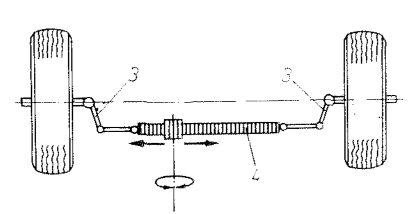


Fig. 4.11 Acoplamiento directo por cremallera.

4.4.1 *Mecanismos de dirección de tornillo sin fin*

Este tipo de mecanismo (fig. 4.12) está basado en un *tornillo sin fin,* que puede ser cilíndrico o globoide (1), que gira solidario a la caña de la dirección o árbo del volante (7) y transmite su movimiento de rotación a un *dispositivo de translación* que engrana con él. Este último mecanismo comunica el giro a la palanca de mando (4) que transmite el movimiento a las barras de acoplamiento (5) por medio de las articulaciones (6).

— *Caja de mecanismos de la dirección.*

Ambos mecanismos se alojan en una carcasa o cárter (8), llamada *caja de mecanismos,* que va cerrada con una tapa y una junta hermética para evitar que se escape el aceite que lleva alojado para la lubricación del mecanismo.

El sin fin se apoya en la carcasa sobre dos rodamientos, para facilitar el giro y absorber los esfuerzos torsionales que se producen en el mismo. El eje de mando (3) es solidario al mecanismo de translación (2) y se aloja en un casquillo de bronce antifricción ranurado en *pata de araña* para el engrase del mismo. En su extremo exterior, lleva un estriado cónico y una zona roscada para acoplar en él la palanca de mando (4), facilitando así el posicionado y sujeción de la misma con una tuerca de seguridad.

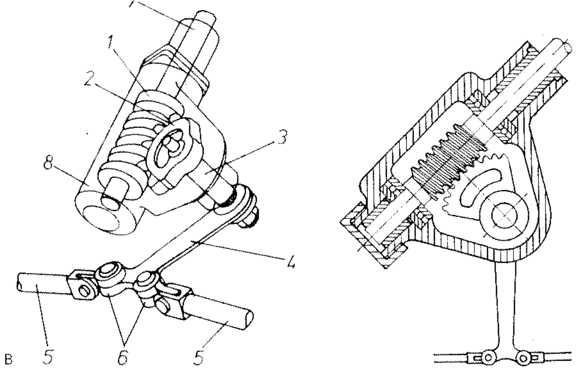
— *Reglaje del sin fin y de la holgura entre engranajes.*

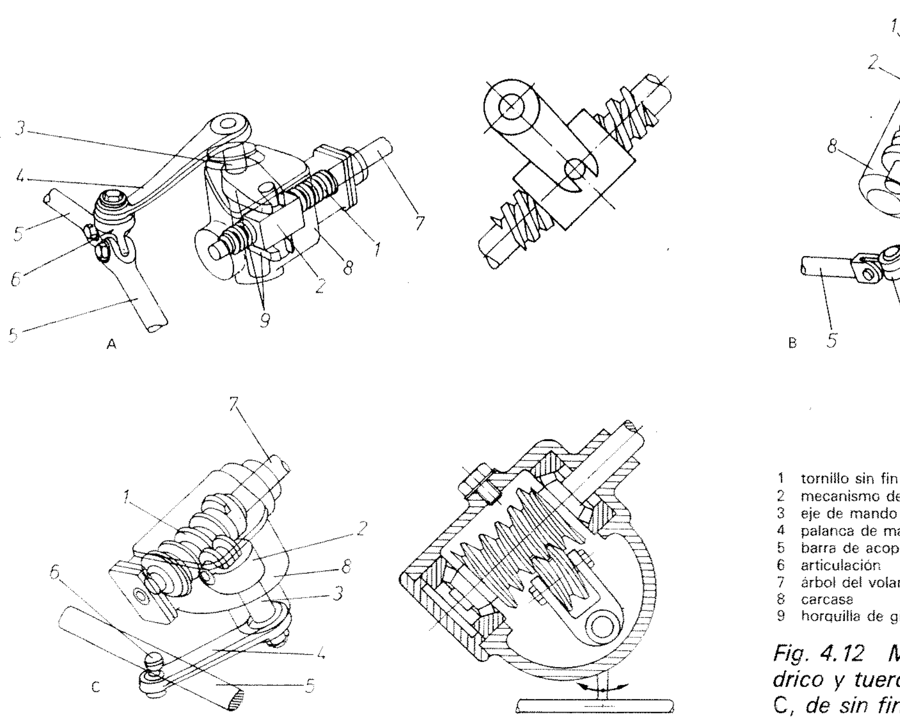
En *reglaje axial* del sin fin y la *holgura entre engranajes* se corrige en estas direcciones por medio de una rosca interior (8) fija a la carcasa y un tornillo (7) que rosca en la carcasa (fig. 4.13). El tornillo (7), situado en el extremo del sin fin al lado opuesto de la caña de dirección, corrige la holgura axial. El tornillo (9), situado en la tapa y que presiona sobre el mecanismo de translación, corrige la holgura entre piñones al apretar o aflojar la tuerca (10).

— *Tipos de tornillo sin fin.*

Según la forma y tipo de engrane entre los dos elementos que componen el mecanismo queda determinada la forma del sin fin, que puede ser *cilíndrica* o *globoidal.*

La configuración del *sin fin cilíndrico,* cuyo perfil puede ser *recto* o *trapecial,* es debida a que el mecanismo que engrana con él se desplaza por su periferia longitudinalmente, paralelo al eje de giro, adoptando siempre una translación lineal, como ocurre en las direcciones de sin fin y tuerca (fig. 4.14).





1 tornillo sin fin cilíndrico
2 mecanismo de traslación (tuerca)
3 eje de mando
4 palanca de mando
5 barra de acoplamiento
6 articulación
7 árbol del volante
8 carcasa
9 horquilla de giro

Fig. 4.12 Mecanismo de dirección: A, *de visinfín cilíndrico y tuerca;* B, *de sin fin cilíndrico y sector circular;* C, *de sin fin globoidal y rodillo.*

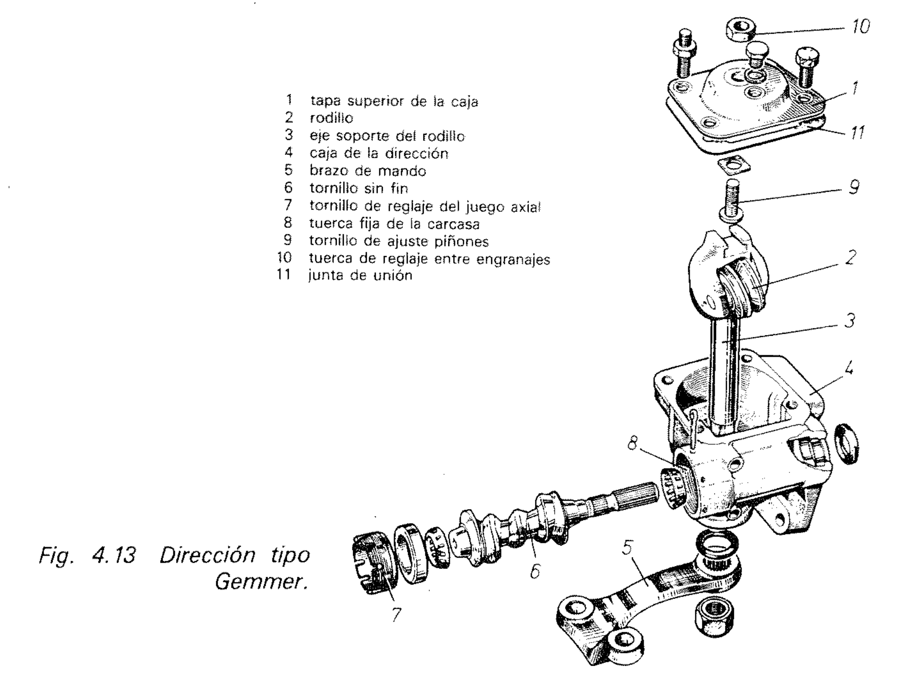


Fig. 4.13 Dirección tipo Gemmer.

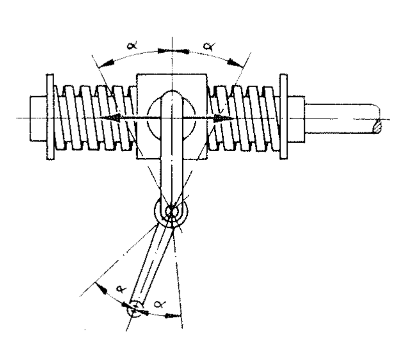


Fig. 4.14 Sin fin cilíndrico y tuerca.

El *sin fin globoide* (fig. 4.15) se emplea cuando el elemento de translación se desplaza describiendo un arco al girar sobre su propio eje de giro, lo que traza el perfil del tornillo sin fin que tiene forma asimétrica, como en el caso de las direcciones de sin fin y rodillo. En la misma figura se aprecia cómo se puede corregir el juego de los flancos de los engranajes por medio del tornillo (7) de ajuste del husillo de dirección.

4.4.1.1 *Mecanismo de dirección de sin fin y tuerca*

Esta dirección está formada por un *sin fin cilíndrico* y una *tuerca de engrane directo* (fig. 4.14) que se desplaza longitudinalmente por el husillo del sin fin. El movimiento de la tuerca es comunicado al eje de mando por medio de una palanca solidaria al mismo.

4.4.1.2 *Mecanismo de dirección de sin fin y tuerca con hilera de bolas*

Otra disposición de este tipo de dirección consiste (fig. 4.16) en intercalar una hilera de bolas (1) entre la tuerca con cremallera (3) y el sin fin (2). El movimiento lineal se transmite por medio de una cremallera lateral (3) a un sector dentado (4) unido a la palanca de mando (5). Esta disposición, mucho más cara y de mayor dificultad de fabricación debido a su doble dentado, la convierten en un sin fin de transmisión y, en algunos casos, con doble desmultiplicación para aumentar la suavidad en la conducción. Se emplea generalmente en camiones y coches de lujo.

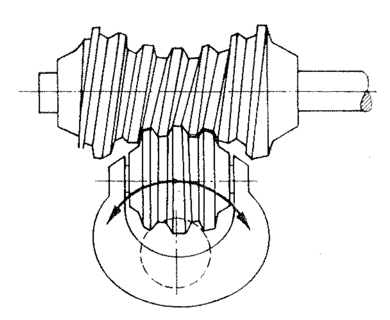


Fig. 4.15 Sin fin globoide.

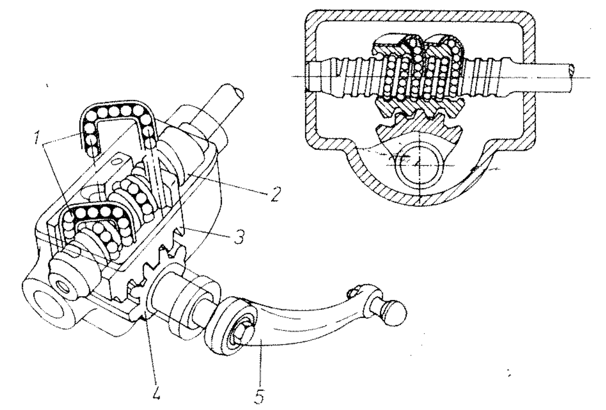


Fig. 4.16 Mecanismo de dirección sin fin y tuerca con hilera de bolas.

4.4.1.3 *Mecanismo de dirección de sin fin y dedo*

Este mecanismo de palanca y leva, tipo *Ross* (fig. 4.17A) está constituido por un sin fin cilíndrico (1) con una ranura helicoidal que transmite el giro al eje de mando por medio de un tetón cónico o dedo (2), que se desplaza sobre la ranura del sin fin. El tetón o dedo va montado sobre el brazo oscilante (3) solidario al eje de mando (4).

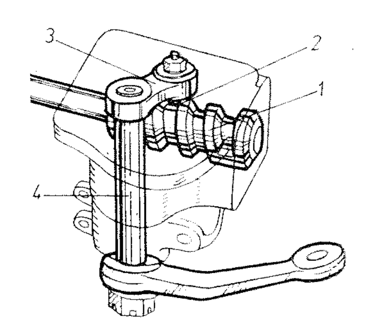
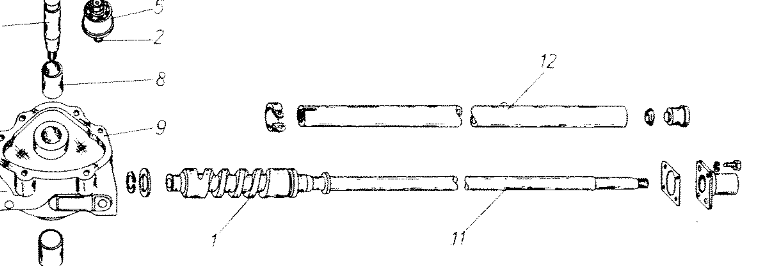


Fig. 4.17A Detalle del engranaje de tornillo sin fin y dedo, tipo Ross.

El tetón puede ir fijo a la palanca o brazo oscilante (3), pero generalmente va montado sobre un cojinete de agujas. Esta disposición reduce el desgaste del dedo al transformar el rozamiento en rodadura.

El sin fin puede estar construido con paso uniforme o simétrico variable; en este último caso, suele llevar menor paso en el centro e ir aumentando progresivamente en los extremos. Con ello se consigue que a un giro creciente del volante se pueda obtener una mayor rapidez de giro en el eje de mando.

Este sistema resulta muy conveniente en vehículos que ruedan a gran velocidad, ya que el volante vuelve automáticamente y más deprisa a su posición de línea recta. En la figura 4.17B se ha representado el despiece completo de este mecanismo de dirección.



1 tornillo sin fin cilíndrico
2 tetón o dedo
3 brazo
4 eje de mando
5 cojinete de agujas
6 tapa lateral
7 junta de la tapa
8 cojinete
9 caja (conjunto)
10 retén
11 árbol de dirección
12 tubo exterior

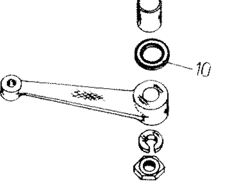


Fig. 4.17B Despiece de un mecanismo de dirección de sin fin y dedo.

— *Mecanismo de dirección de doble palanca.* Una variante de este sistema de dirección es el mecanismo *de doble palanca tipo Ross* (fig. 4.18), que consiste en una palanca de doble tetón o rodillos cónicos, montados sobre cojinetes de agujas. El funcionamiento es idéntico al anterior, pero tiene la ventaja de reducir el esfuerzo de giro (sobre todo en vehículos pesados) y aumentar el ángulo de rotación en la palanca de mando.

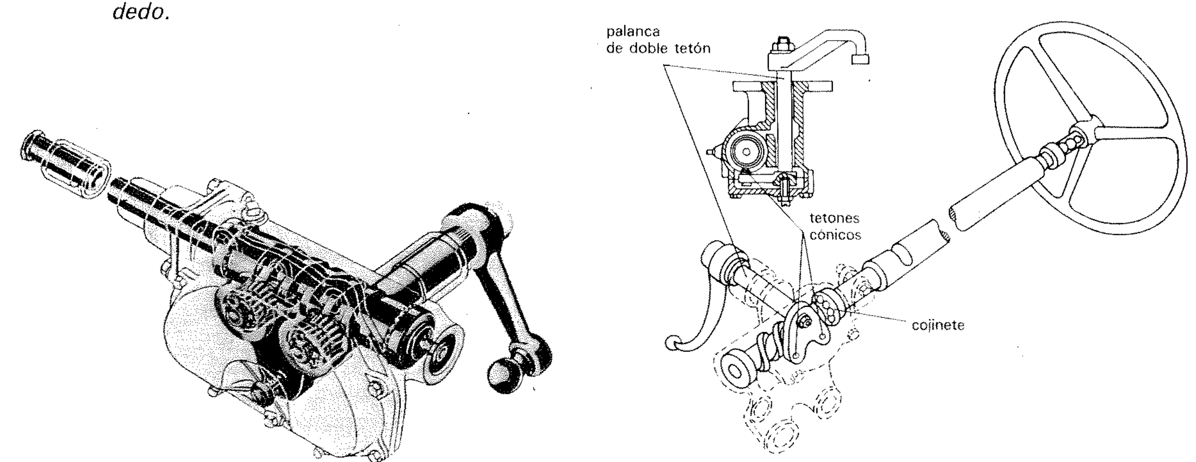


Fig. 4.18 Dos mecanismos de dirección tipo Ross, de doble palanca.

4.4.1.4 *Mecanismo de dirección de sin fin y sector dentado*

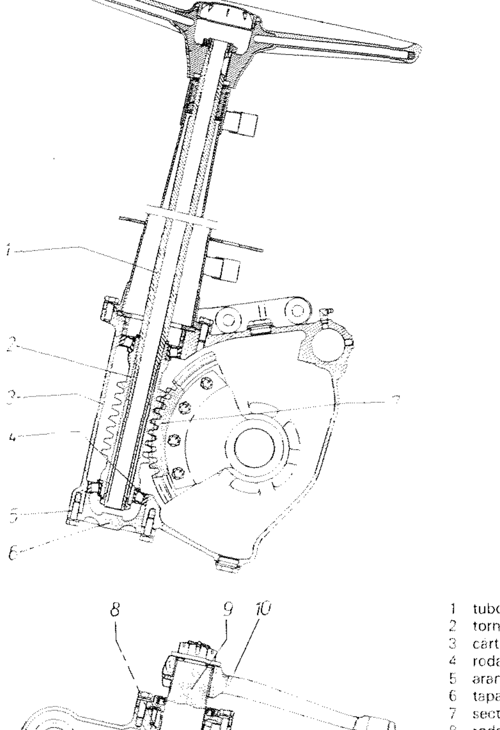
Este mecanismo de fácil funcionamiento (fig. 4.19), está formado por un *sin fin cilíndrico* con dentado helicoidal (2) montado sobre cojinetes de rodillos cónicos (4), cuyo reglaje axial se consigue por medio de arandelas (5) situadas entre el cárter (3) y la tapa inferior. El movimiento de giro se transmite a la palanca de mando (10) a través de un *sector dentado* (7), cuyos dientes helicoidales engranan en toma constante con el sin fin.

El sector dentado solidario al eje de mando (1) va montado en el cárter sobre rodamientos de agujas (11). Estos rodamientos son excéntricos para corregir la holgura entre engranajes.

4.4.1.5 *Mecanismo de dirección de sin fin y rodillo*

Este mecanismo de dirección tipo *Gemmer* (fig. 4.20), está constituido por un *sin fin globoide* (1) montado sobre cojinetes de rodillos cónicos (2) y un rodillo múltiple (3) que gira sobre su eje (4), montado sobre cojinetes de agujas (5) en un soporte solidario al eje de mando.

Al girar, el sin fin desplaza lateralmente al *rodillo* produciendo un desplazamiento angular en el eje de mando (fig. 4.15).



1 tubo mando dirección
2 tornillo sin fin
3 carter de la dirección
4 rodamiento rodillos cónicos
5 arandelas de reglaje del sin fin
6 tapa inferior y tope de rodamientos
7 sector dentado
8 rodamiento de agujas
9 eje del sector dentado
10 manivela de la dirección
11 rodamiento de agujas (exterior)

Fig. 4.19 Mecanismo de dirección de sin fin y sector dentado.

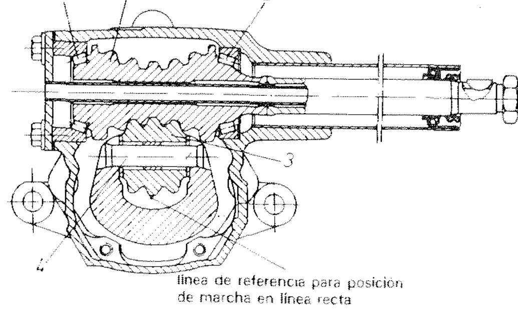


Fig. 4.20 Mecanismo de dirección de sin fin y rodillo múltiple (tipo Gemmer).

Esta disposición del mecanismo permite que, por rodadura, se realice un contacto suave entre ellos, eliminando bastante el rozamiento. El rodillo se adapta perfectamente al sin fin en cualquier posición de giro debido a su forma globoidal.

4.4.2 *Mecanismo de dirección de cremallera*

Esta dirección se caracteriza por la sencillez de su mecanismo desmultiplicador y su simplicidad de montaje, al eliminar gran parte de la tirantería direccional (fig. 4.21A). Va acoplada directamente sobre los brazos de acoplamiento de las ruedas y tiene un gran rendimiento mecánico.

Debido a su *precisión en el desplazamiento angular de las ruedas* se utiliza mucho en vehículos de turismo, sobre todo en los de motor y tracción delantera, ya que disminuye notablemente los esfuerzos en el volante. Proporciona gran suavidad en los giros y tiene rapidez de recuperación, haciendo que la dirección sea muy estable y segura.

El mecanismo está constituido (fig. 4.21B) por una *barra* (1) *tallada en cremallera* que se desplaza lateralmente en el interior del cárter. Esta barra es accionada por un *piñón helicoidal* (2) montado en el árbol del volante y que gira engranado con la cremallera.

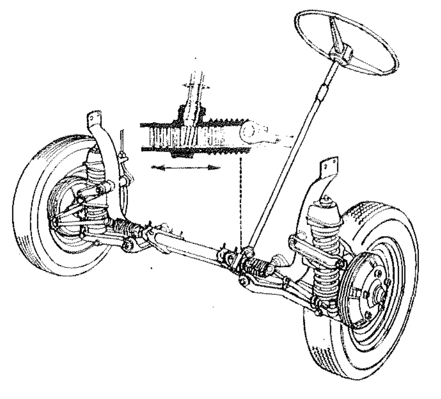


Fig. 4.21A Conjunto de dirección por cremallera.

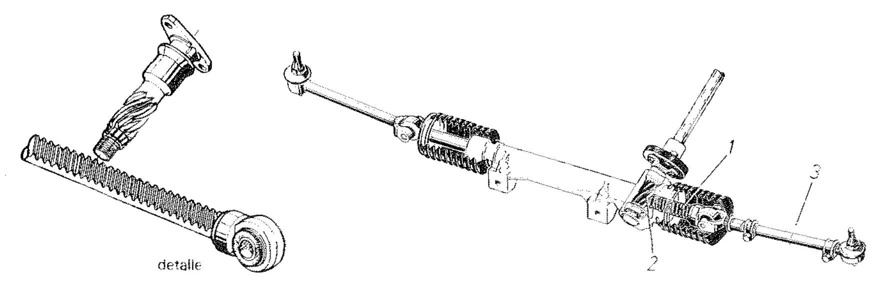


Fig. 4.21B Mecanismo de dirección por cremallera.

La barra de cremallera (2) (fig. 4.21C) se une directamente a los brazos de acoplamiento de las ruedas (6) a través de dos bieletas de dirección (4) y rótulas de montaje (5) regulables para la corrección de la convergencia, permitiendo, a su vez, el movimiento oscilante de las ruedas.

En la figura 4.21D puede verse con más detalle el conjunto en perspectiva de este mecanismo.

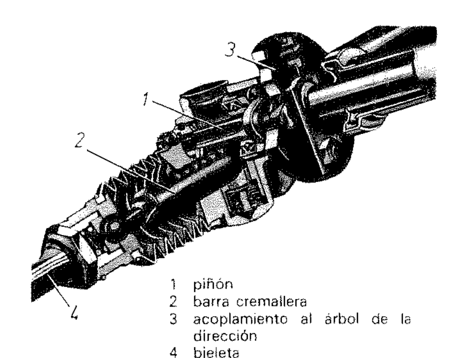


Fig. 4.21D Conjunto en perspectiva del mecanismo de dirección por cremallera.

1 cárter
2 barra de cremallera
3 acoplamiento al árbol de la dirección
4 bieletas
5 rótula
6 acoplamiento a la rueda

Fig. 4.21C Mecanismo de dirección por cremallera.

4.4.2.1 *Sistema de reglaje en el mecanismo de cremallera*

El *reglaje* (fig. 4.22A), en estos mecanismos de dirección, para mantener la holgura correcta entre el piñón (1) y la cremallera (2), se realiza por medio de un dispositivo automático instalado en la carcasa y que además sirve de guía a la cremallera.

El sistema consiste esencialmente en un casquillo (3) acoplado a la carcasa (4), en cuyo interior se desplaza un empujador (5) que se acopla a la cremallera y se mantiene a presión con ella por medio de un muelle (6) y tornillo de reglaje (7), que rosca en una pletina (8) fija con tornillo (9) al casquillo. Una vez graduada la holgura entre el piñón y la cremallera, se bloquea la posición por medio de la contratuerca (10).

Dentro de este sistema de reglaje existen ligeras variantes de unos mecanismos a otros, pero los más empleados son los representados en las figuras 4.22A y 4.22B.

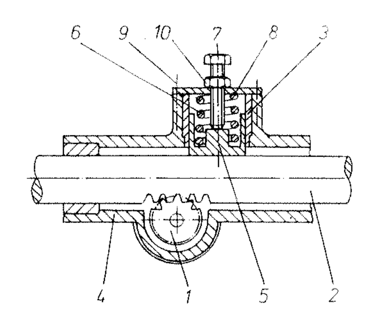


Fig. 4.22A Dispositivo de reglaje.

4.4.2.2 *Sistemas de montaje*

Según la situación y disposición del motor en el vehículo, así como los otros órganos del mismo con respecto a la caja de la dirección, los fabricantes han adoptado diferentes sistemas de enlace entre la cremallera y los brazos de acoplamiento, adaptados a las características del vehículo.

— *Sistema lineal.*

El más sencillo de todos ellos es el adaptado en los vehículos *Simca* y *Renault,* que consiste (fig. 4.21C) en unir directamente la barra de cremallera (2) a los brazos de las ruedas (6) a través de unas bieletas o barras de acoplamiento (4). Estas bieletas se unen por un extremo a la cremallera (2) y, por el otro, al brazo de acoplamiento (6), por medio de unas rótulas (5); de esta forma se hace regulable la unión con las ruedas. Este sistema, *completamente lineal,* transmite el movimiento directamente de la cremallera a las ruedas directrices.

— *Sistema no lineal.*

Otro de los sistemas empleados por la firma *Peugeot* (fig. 4.23A) consiste en unir las ruedas por medio de una barra de acoplamiento (2) en paralelo con la cremallera (1), de lo cual resulta un ensamblaje *no lineal,* sino paralelo rígido y sin desmultiplicación. La barra (2) se desplaza, al mismo tiempo, con la barra de cremallera (1), ya que ambos elementos van unidos por medio de un pivote de acoplamiento o dedo (3). A los extremos de la barra se unen unos pivotes roscados (4) del silentblock (5) que enlazan con las bieletas (6) de acoplamiento a las ruedas. En la figura 4.23B puede observarse con detalle el conjunto de la dirección.

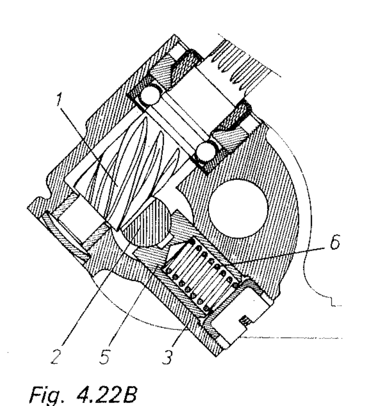


Fig. 4.22B

El sistema empleado en algunos vehículos *Citroën* consiste (fig. 4.24A) en acoplar dos rótulas orientables (3) montadas en la prolongación de la cremallera (2) y cuyo conjunto va envuelto en un tubo de protección (1). Las rótulas se unen a los brazos de acoplamiento a través de dos bieletas o barras de mando (6) que transmiten el movimiento de la dirección a las ruedas. Estas rótulas (3) van acopladas en unos asientos postizos (4) alojados en la cremallera, los cuales van separados por un muelle (5) encargado de dar elasticidad al conjunto; éste va aprisionado y ajustado por la tuerca (7). La situación de estas rótulas equidistantes del eje longitudinal del vehículo es decir en posición simétrica (fig. 4.24B), proporciona un equilibrado de esfuerzos en la tirantería de ambos lados.

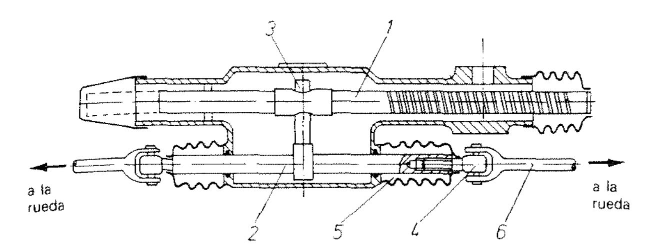
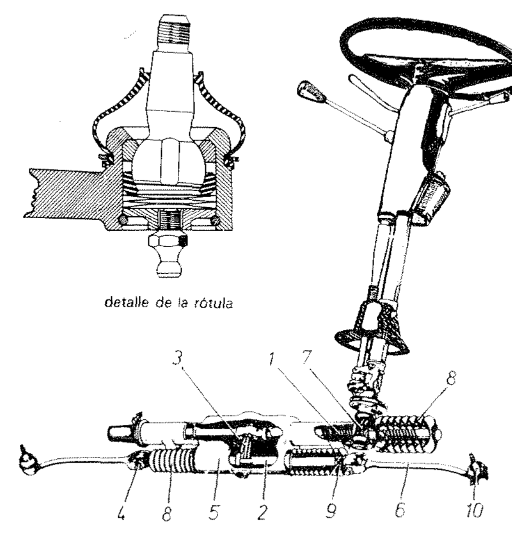


Fig. 4.23A Esquema de la dirección no lineal.



1 cremallera
2 barra de conexión
3 dedo de unión de la cremallera con la barra de unión
4 articulaciones del brazo
5 caja de cremallera
6 bieleta de unión o brazo
7 piñón
8 guardapolvos
9 contratuerca de inmovilización del *silentbloc* roscado a la cremallera
10 rótula de unión

Fig. 4.23B Dirección no lineal.

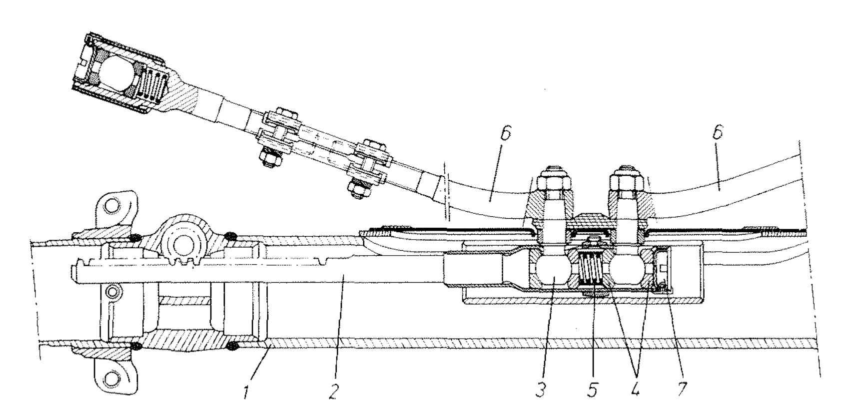


Fig. 4.24A

4.5 Direcciones asistidas

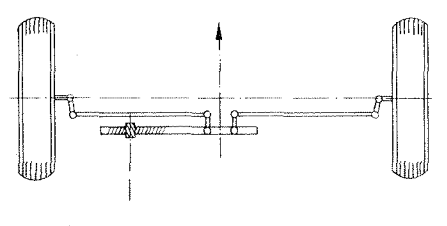


Fig. 4.24B

Debido al empleo en la actualidad de neumáticos de baja presión y con una gran superficie de rodadura, o para camiones en los que gravitan grandes cargas sobre sus ruedas directrices, la maniobra en el volante para vencer el gran par resistente y orientar las ruedas, se hace difícil y pesada, sobre todo con el vehículo parado. Para hacer más suave la conducción y evitar esfuerzos en el volante, se emplean mecanismos *servo-asistidos,* que tienen la finalidad de reemplazar el esfuerzo que tendría que efectuar el conductor para mover la dirección y orientar las ruedas en el vehículo.

Con estos mecanismos se consiguen grandes esfuerzos de orientación en las ruedas (del orden de 1 000 kgf) con sólo aplicar un esfuerzo en el volante de 2 a 4 kgf. Esta multiplicación de esfuerzo se podría conseguir también aumentando la desmultiplicación en la dirección mecánica, pero no es conveniente sobrepasar un cierto límite, ya que se perdería sensibilidad en la conducción.

Permiten, por tanto, además de reducir el esfuerzo en el volante, poder acoplar una menor desmultiplicación, ganando al mismo tiempo sensibilidad en el mando y poder aplicar volantes más reducidos.

— *Constitución del sistema.*

El sistema consiste en acoplar a un mecanismo de dirección simple, un circuito de asistencia llamado *servo-mando.* Este circuito puede ser *electromagnético* de vacío, *neumático* e *hidráulico;* estos dos últimos son los más empleados en la actualidad.

— *Fuentes de energía para el accionamiento de la dirección.*

La energía necesaria para el accionamiento de estos servo-mandos se toma de las propias fuentes de energía del vehículo, como son:

— *Electroimanes de fuerza,* que funcionan con la energía eléctrica instalada en el vehículo.

— *El vacío proporcionado por el colector de admisión* o procedente de un depresor instalado en el motor.

— *Aire comprimido,* generado por un compresor movido por el motor o aprovechando el circuito de aire para frenos.

— *Aceite a presión,* proporcionado por una bomba instalada en el vehículo.

4.5.1 *Ventajas e inconvenientes de las servo-direcciones*

— *Ventajas.*

Las ventajas que presentan estos servomecanismos en un vehículo, se pueden resumir en los siguientes puntos:

1.ª Reducen el esfuerzo en el volante, con menor fatiga para el conductor, ventaja muy conveniente en los largos recorridos o para las maniobras en ciudad.

2.ª Permiten acoplar una dirección más directa; es decir, con una menor reducción, con lo que se obtiene una mayor rapidez de giro en las ruedas. Esto resulta especialmente adecuado en los modernos camiones y autocares rápidos.

3.ª En el caso de un reventón en un neumático, extraordinariamente grave en las ruedas directrices, estos mecanismos corrigen instantáneamente la dirección, actuando automáticamente sobre las ruedas en sentido contrario al que el neumático reventado haría girar el vehículo.

4.ª No presentan complicaciones en el montaje, son de fácil aplicación a cualquier vehículo en circulación y no afectan a la geometría de la dirección.

5.ª Permiten realizar las maniobras más delicadas y sensibles que el conductor precise, desde la posición de paro a la de máxima velocidad. La capacidad de retorno de las ruedas, al final del viraje, es como la de un vehículo sin servodirección.

6.ª En caso de avería en el circuito de asistencia, el conductor puede continuar conduciendo en las mismas condiciones de un vehículo sin servodirección, ya que las ruedas continúan unidas mecánicamente al volante aunque, naturalmente, tenga que realizar un mayor esfuerzo en el mismo.

— *Inconvenientes.*

Los inconvenientes de estos mecanismos con respecto a las direcciones simples son prácticamente nulos ya que, debido a su simplicidad y robustez, no requieren un entretenimiento especial y no tienen prácticamente averías. Por tanto los únicos inconvenientes a destacar son:

— Un costo más elevado en las reparaciones, ya que requieren mano de obra especializada.

— El costo más elevado de este mecanismo y su adaptación inicial en el vehículo, con respecto a una dirección simple.

4.5.2 *Servodirección hidráulica*

Uno de los tipos más empleados en la actualidad es la *servodirección hidráulica Virex-Fulmina* (fig. 4.25), cuya disposición de elementos corresponde al tipo integral (mando directo). Está formada por un dispositivo hidráulico de accionamiento, montado en su interior, y un mecanismo desmultiplicador del tipo de sin fin y tuerca.

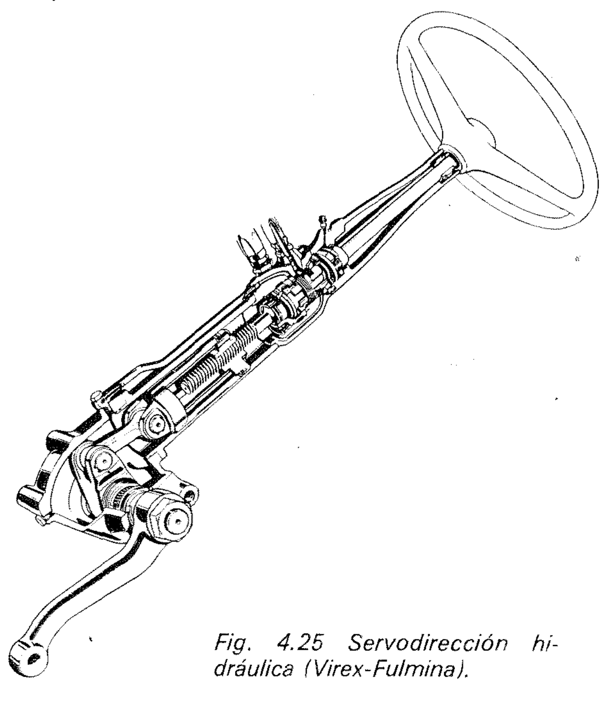


Fig. 4.25 Servodirección hidráulica (Virex-Fulmina).

El *circuito hidráulico* está constituido (fig. 4.26) por una *bomba de presión* (2) accionada por el motor del vehículo y cuya misión es enviar aceite a presión al dispositivo de mando o mecanismo integral (1) de la servodirección. El aceite es aspirado de un depósito (3) que lleva incorporado un *filtro* para la depuración del aceite. La conducción del aceite a presión entre los tres elementos se realiza a través de las tuberías flexibles (4, 5 y 6) del tipo de alta presión.

El émbolo (1) del dispositivo hidráulico (fig. 4.27A), alojado en el interior del mecanismo de la dirección, actúa al mismo tiempo como amortiguador de las oscilaciones que se pudieran transmitir desde las ruedas a la dirección. Por ejemplo, en caso de un reventón en una de las ruedas, la válvula de distribución (2) reacciona automáticamente en sentido inverso al provocado por el reventón; esto permite al conductor mantener el control del vehículo hasta poderlo parar con sólo mantener sujeto el volante.

Existe, además, un *dispositivo hidráulico de reacción de esfuerzos* sobre el volante, proporcional al esfuerzo realizado por la dirección, que permite al conductor conocer las reacciones del vehículo en todo momento, haciendo la dirección sensible al mando.

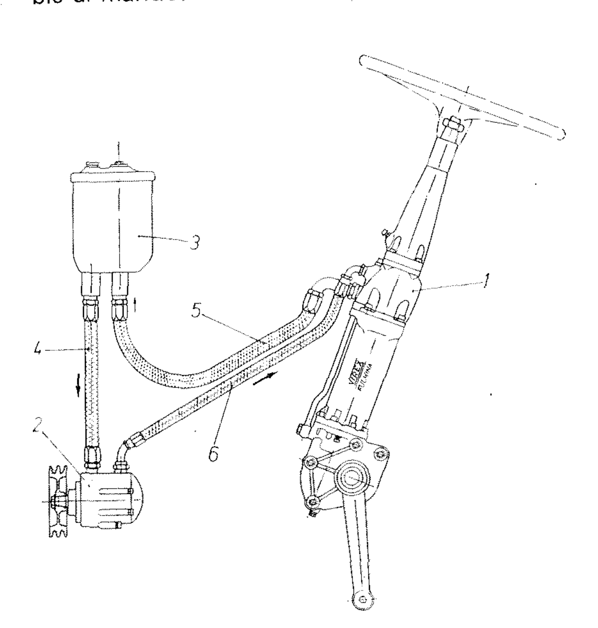


Fig. 4.26 Esquema general de la servodirección hidráulica Virex-Fulmina.

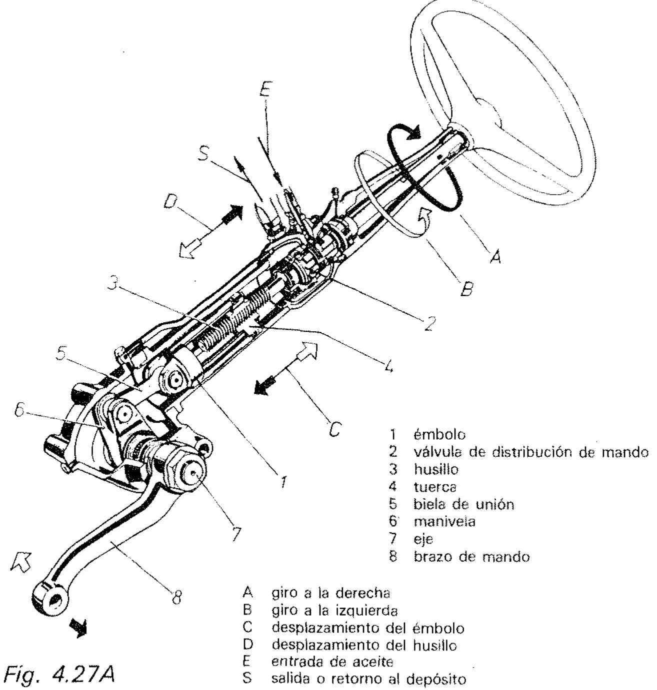


Fig. 4.27A

4.5.2.1 *Dispositivo de mando mecánico*

El *mando mecánico* está formado por un *mecanismo desmultiplicador* (figura 4.27A) de tornillo sin fin y tuerca. El husillo del sin fin (3), unido al árbol de la dirección, va apoyado, a través del dispositivo elástico de la válvula distribuidora (2), sobre dos rodamientos axiales.

— *Funcionamiento.* El giro del volante se transmite del husillo (3) a la tuerca (4), que se desplaza longitudinalmente empujando al émbolo de mando (1) unido a ella. El émbolo va unido, a su vez, a través de una biela (5), a la manivela (6) que hace girar al eje (7) y al brazo de mando (8).

4.5.2.2 *Dispositivo de mando hidráulico*

La válvula de distribución (fig. 4.27B), situada en el interior del cuerpo central de la servodirección, está formada por una caja de válvulas (1), en cuyo interior se desplaza una corredera (2) movida por el árbol de la dirección (3). Esta válvula canaliza, según la maniobra realizada en el volante, el aceite a presión hacia uno u otro lado del émbolo (4) de doble efecto.

Mientras no se actúa en el volante, las válvulas se mantienen abiertas por estar situada la corredera en su posición media. Esta posición es mantenida por un dispositivo elástico de regulación por muelles (5), que tienen una tensión inicial apropiada a las características del vehículo. En esta posición el aceite tiene libre paso de entrada y salida por el interior del distribuidor sin que realice presión alguna sobre las caras del émbolo.

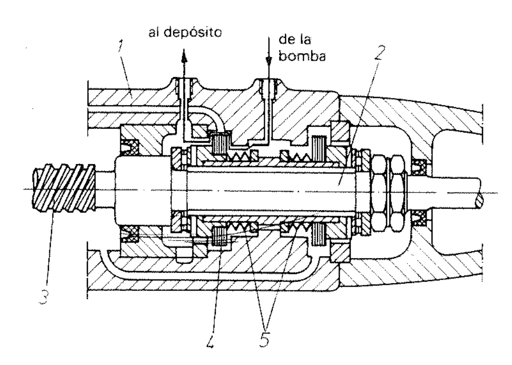


Fig. 4.27B Válvula de distribución (posición de reposo).

Al girar el volante para tomar una curva, es necesario vencer previamente la fuerza de resistencia que oponen los muelles para actuar las válvulas; esto hace que, para maniobras que requieren poco esfuerzo sobre el volante, las válvulas no actúan, realizándose la maniobra con el dispositivo mecánico sin intervención del mecanismo de asistencia.

Vencido ese pequeño esfuerzo, y para mayores maniobras con el volante, las válvulas actúan desplazándose en uno u otro sentido y cortando el paso de aceite a presión en una de las caras del émbolo. La presión del aceite sobre la otra cara del émbolo ayuda al conductor a realizar la maniobra necesaria. En las figuras 4.27C y 4.27D puede verse los desplazamientos de la corredera y los anillos que forman las válvulas, así ccomo el paso de aceite al lado correspondiente del émbolo. El aceite sin presión desalojado por el émbolo es expulsado a través de la válvula correspondiente nuevamente al depósito.

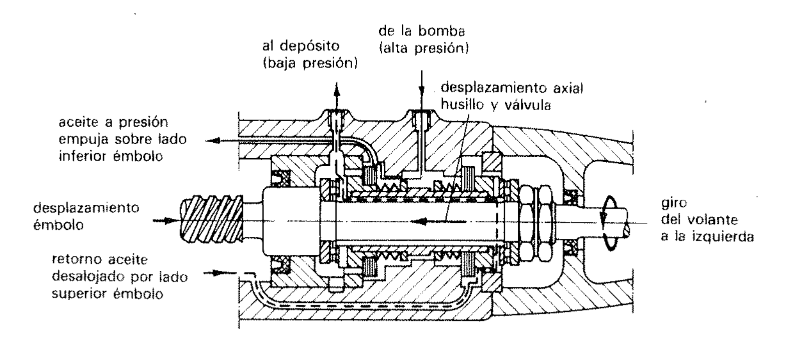


Fig. 4.27C Giro del volante a la izquierda.

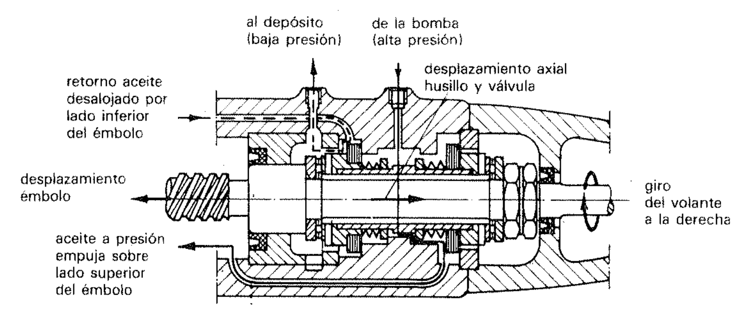


Fig. 4.27D Giro del volante a la derecha.

La presión de aceite necesaria en cada maniobra es regulada automáticamente en función del esfuerzo de reacción necesario para hacer girar las ruedas del vehículo. Este esfuerzo de reacción depende de la carga que gravita sobre las ruedas, del estado de los neumáticos y de la velocidad del vehículo en el momento de efectuarse la maniobra.

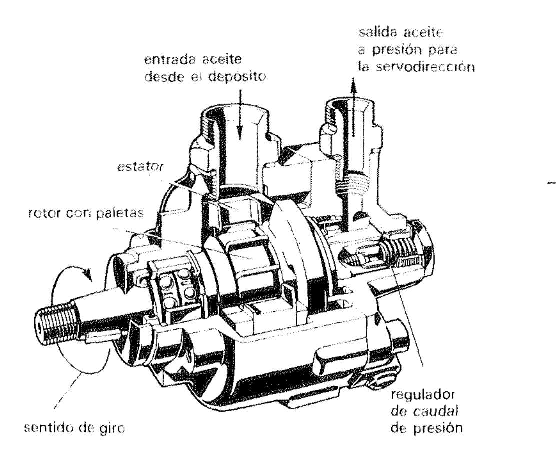
Para cada presión de maniobra, que oscila de 0 a 70 kgf/cm^2, se produce un autoequilibrio en las válvulas que regulan con su mayor o menor paso de aceite la presión necesaria.

En el interior del cuerpo de válvulas, y situada entre los conductos de entrada y salida de aceite, hay instalada una *válvula de seguridad* que, en caso de avería en

el sistema hidráulico, establece automáticamente la circulación continua de aceite sin transmitir presión de uno al otro lado del émbolo. Con esto se anula el peligro de bloqueo en la dirección y se permite la conducción mecánica sin la ayuda de la servo-dirección. Dada la misión que cumple esta válvula, está prevista de forma que, ni por desgaste ni por causa accidental, pueda anularse su funcionamiento.

4.5.2.3 *Bomba de presión*

El tipo de bomba empleado en estas servodirecciones es el de *tipo de paletas* (fig. 4.28A), que proporciona un caudal progresivo de aceite hasta alcanzar las 1 000 r. p. m. y luego se mantiene prácticamente constante a cualquier régimen de funcionamiento por medio de unos limitadores de caudal y presión situados en el interior de la misma.



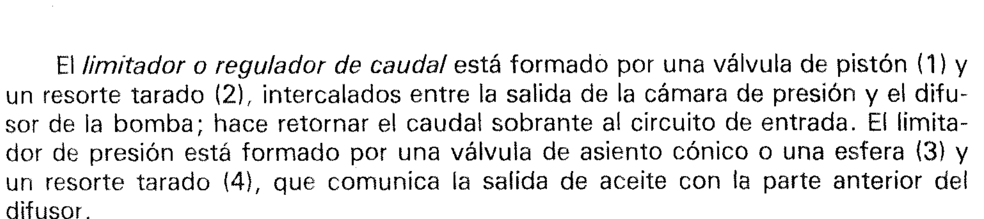


Fig. 4.28A Bomba de presión.

El *limitador o regulador de caudal* está formado por una válvula de pistón (1) y un resorte tarado (2), intercalados entre la salida de la cámara de presión y el difusor de la bomba; hace retornar el caudal sobrante al circuito de entrada. El limitador de presión está formado por una válvula de asiento cónico o una esfera (3) y un resorte tarado (4), que comunica la salida de aceite con la parte anterior del difusor.

El funcionamiento y mando de la bomba se efectúa por medio de una polea y correas trapeciales acopladas a la transmisión del motor (fig. 4.28B).

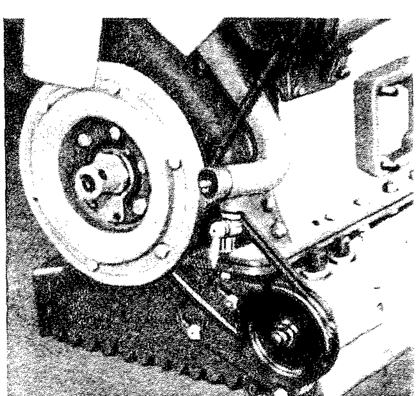


Fig. 4.28B Accionamiento de la bomba.

4.5.2.4 *Depósito de aceite*

Este elemento está formado (fig. 4.29) por un recipiente dimensionado de tal forma que, estando completo el circuito y el *depósito* hasta su nivel normal, quede el suficiente espacio libre para el posible aumento de volumen producido por las variaciones de temperatura.

En su interior lleva incorporado el *elemento filtrante* (1) para el purificado del aceite y una *válvula de seguridad* (2) de baja presión. Esta válvula permite el paso de aceite al circuito en caso de obstrucción total del filtro.

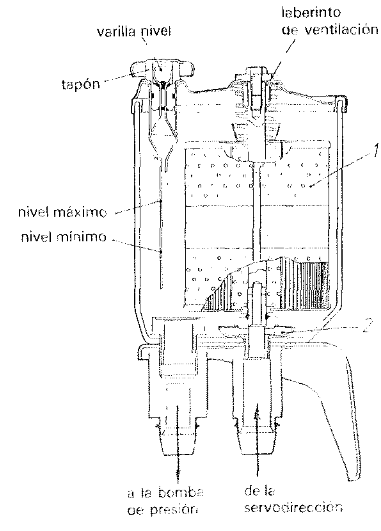


Fig. 4.29 Depósito de aceite.

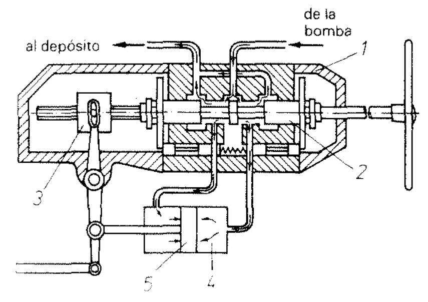
4.5.3 *Servodirección hidráulica coaxial*

Esta *servodirección* se caracteriza por llevar el sistema de accionamiento hidráulico (cilindro de presión) independiente del mecanismo desmultiplicador, aplicando el esfuerzo servoasistencia coaxialmente, es decir, en paralelo con el sistema mecánico (fig. 4.34).

Debido a esta disposición, el sistema puede acoplarse a cualquier tipo de dirección comercial, ya sea del tipo sin fin o de cremallera (figs. 4.30 a 4.35).

El *circuito hidráulico,* análogo al estudiado, está formado por un depósito y una bomba que suministran aceite a presión a la *válvula de mando.* Esta válvula, acoplada a la dirección, es accionada al mover el volante y tiene como misión dar paso al aceite a una u otra cara del émbolo de accionamiento (fig. 4.30A y B). El cilindro puede ir acoplado en el cuerpo de válvulas (fig. 4.31) o acoplado directamente al sistema direccional de las ruedas (fig. 4.32) como ocurre en las direcciones de cremallera.

En las figuras 4.33 a 4.35 se puede ver diferentes sistemas de montaje para direcciones de cremallera, cuya disposición de elementos corresponde a este tipo de



1 cuerpo de válvulas
2 válvulas
3 husillo desplazamiento corredera
4 cilindro
5 émbolo

Fig. 4.30A Esquema del distribuidor y cilindro de mando.

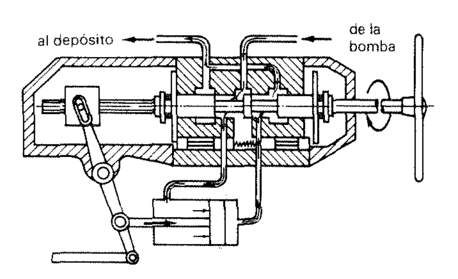


Fig. 4.30B Válvula y cilindro en funcionamiento.

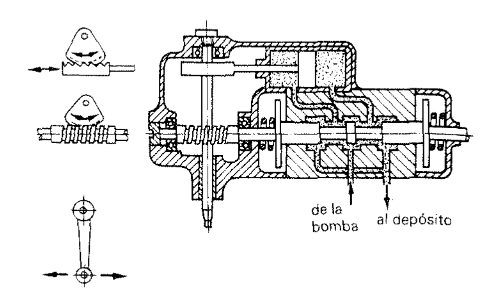


Fig. 4.31 Servodirección de sin fin.

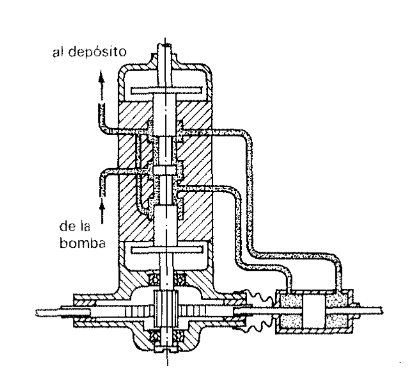
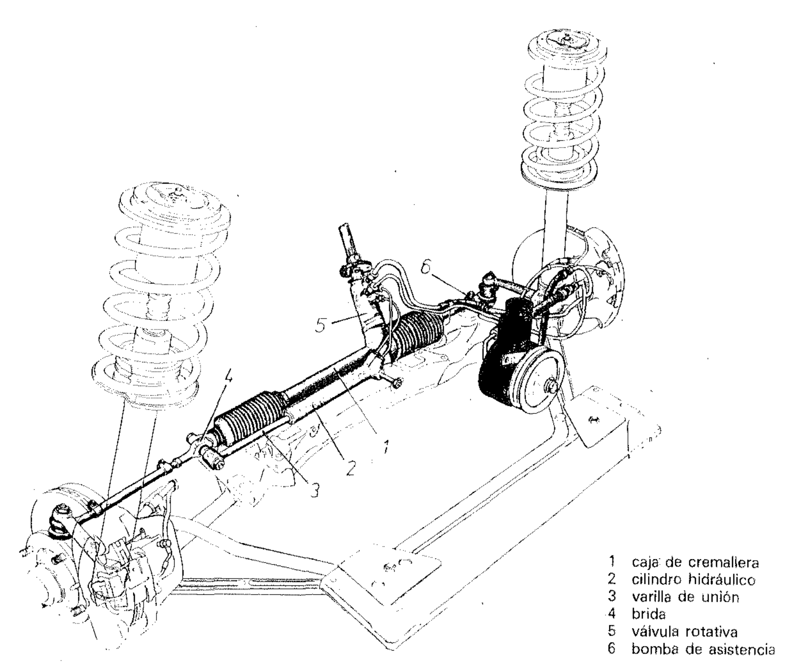
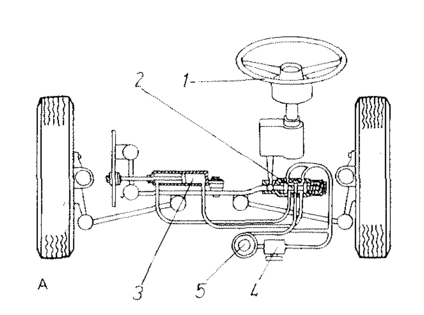


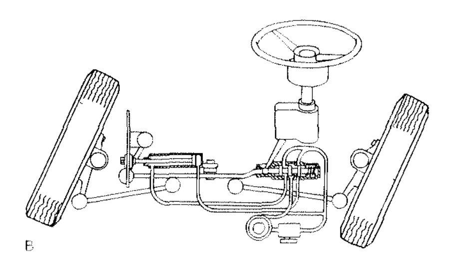
Fig. 4.32 Servodirección de cremallera.



1 caja de cremallera
2 cilindro hidráulico
3 varilla de unión
4 brida
5 válvula rotativa
6 bomba de asistencia

Fig. 4.33 Servodirección hidráulica.





1 volante
2 válvula hidráulica de control
3 cilindro hidráulico en reposo
4 bomba
5 depósito

Fig. 4.34 Servodirección hidráulica: A, en reposo; B, servomando en funcionamiento.

servodirección hidráulica y en los que la válvula de distribución y cilindro de mando están acoplados directamente al sistema direccional de las ruedas. La válvula de mando es accionada, en estos casos, por el brazo de mando del mecanismo mecánico, distribuyendo el aceite a presión hacia uno u otro lado del cilindro que es móvil, permaneciendo el émbolo fijo y anclado a la carrocería o bastidor.

Al mover el volante, el brazo de mando mecánico de la dirección convencional desplaza todo el cuerpo de válvulas y el cilindro de mando en la dirección deseada, no actuando el servomando hasta que la resistencia ofrecida por las ruedas venza la resistencia de los muelles de control de las válvulas. En este momento, la presión de aceite que llega a uno de los lados del cilindro hace desplazar al mismo y, por tanto, a las bieletas de unión con las ruedas, simplificando el esfuerzo sobre el volante.

4.5.4 *Servodirección neumática*

Esta *servodirección* (fig. 4.36) está constituida esencialmente por un *mecanismo desmultiplicador convencional,* generalmente del tipo sin fin (1), y un *servomando* que funciona mediante aire a presión procedente de la *central neumática* (2) de que van dotados los vehículos con frenos de aire comprimido.

El circuito de mando está formado por una *válvula de control* o distribuidora (3) montada sobre la palanca de dirección (4) y un cilindro de empuje de doble efecto (5) que actúa sobre los brazos de acoplamiento (6) de las ruedas, haciéndolas girar hacia la derecha o hacia la izquierda, según el giro efectuado en el volante (7).

El circuito representado en la figura 4.36 corresponde a una servodirección *Virex.* Además, el sistema lleva intercalado un *grifo* (8) para el paso automático del aire, una *válvula doble de descarga rápida* (9) y las tuberías de unión entre elementos.

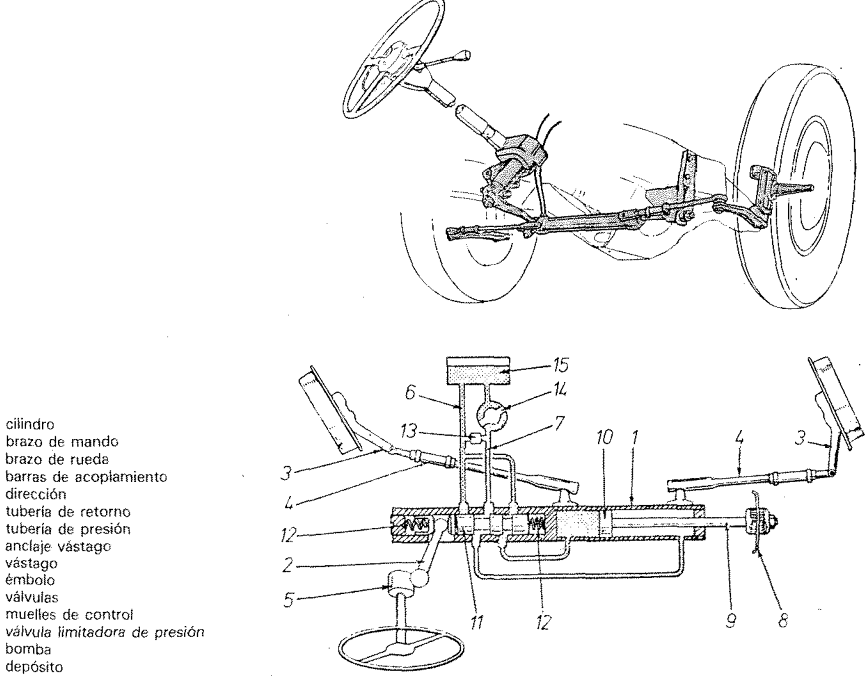
4.5.4.1 *Válvula de control*

Este elemento (fig. 4.37A) está constituido por un cuerpo de válvulas, montado, por medio de la rótula (1), sobre la palanca de dirección, de la cual recibe movimiento. Esta válvula (fig. 4.36) se une al brazo de acoplamiento de las ruedas por medio de una barra de mando.

En el interior del cuerpo de válvulas (3) se alojan el *mecanismo de regulación* (parte superior) y el *distribuidor de aire a presión* (parte inferior), unidos por medio de la palanca de arrastre (4).

El mecanismo regulador (fig. 4.37A), formado básicamente por el muelle (2) y los casquillos de tope (3), controla en todo momento las pequeñas variaciones direccionales sin que actúe el servomando. La función reguladora la realiza en ambos sentidos de giro en el volante por medio de un desplazamiento reducido (unos 3 mm) de su cámara.

El *cilindro distribuidor* (fig. 4.37B), montado sobre un vástago de arrastre hueco (7), lleva en su interior dos válvulas que cierran o abren el paso del aire a presión procedente del calderín y lo canalizan hacia uno u otro lado del cilindro de mando a través de tuberías de alta presión.



1 cilindro
2 brazo de mando
3 brazo de rueda
4 barras de acoplamiento
5 dirección
6 tubería de retorno
7 tubería de presión
8 anclaje vástago
9 vástago
10 émbolo
11 válvulas
12 muelles de control
13 válvula limitadora de presión
14 bomba
15 depósito

Fig. 4.35 Servodirección hidráulica.

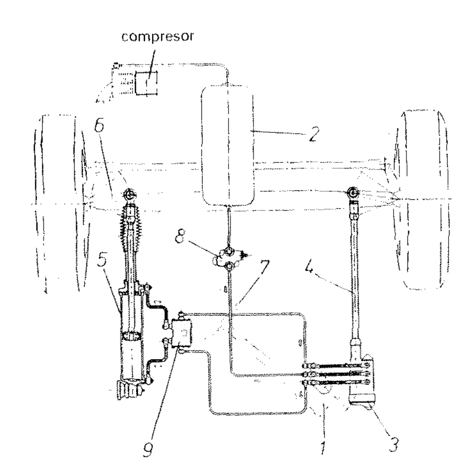
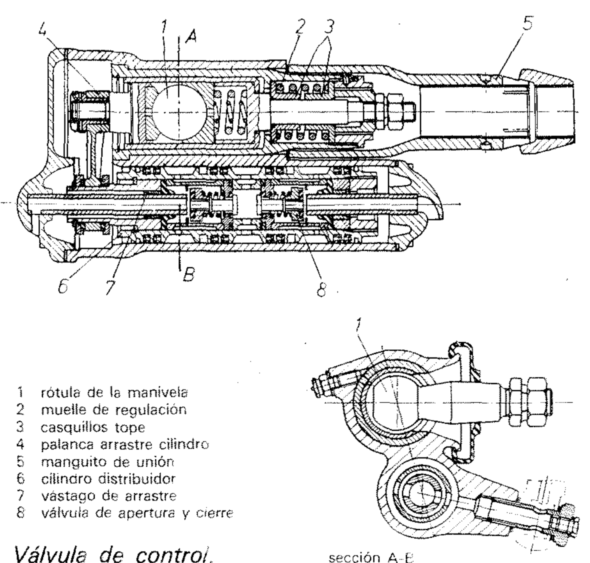


Fig. 4.36 Circuito de mando de la servodirección neumática Virex.



1 rótula de la manivela
2 muelle de regulación
3 casquillos tope
4 palanca arrastre cilindro
5 manguito de unión
6 cilindro distribuidor
7 vástago de arrastre
8 válvula de apertura y cierre

Fig. 4.37A Válvula de control.

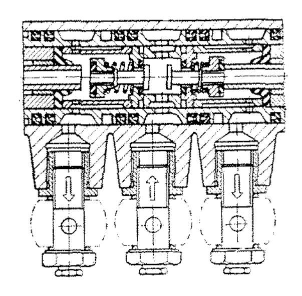


Fig. 4.37B Cilindro distribuidor.

4.5.4.2 *Cilindro de mando*

Este elemento está formado (fig. 4.38) por un cilindro cerrado (3), fabricado de una sola pieza con el cuerpo de rótula *(A)* para su fijación al bastidor. Por el interior del cilindro se desplaza el émbolo (1) unido al vástago de empuje (2) que termina en una rótula *(B)* de unión al brazo de mando de las ruedas (fig. 4.36). El cilindro va cerrado herméticamente con la tapa (4) que lleva un cojinete guía (7) por donde se desplaza el vástago (2) del émbolo.

La admisión de aire en el cilindro a cada lado del émbolo se efectúa a través de los racores *(EA)* (entrada anterior) y *(EP)* (entrada posterior), situados uno en el cilindro y el otro en la tapa.

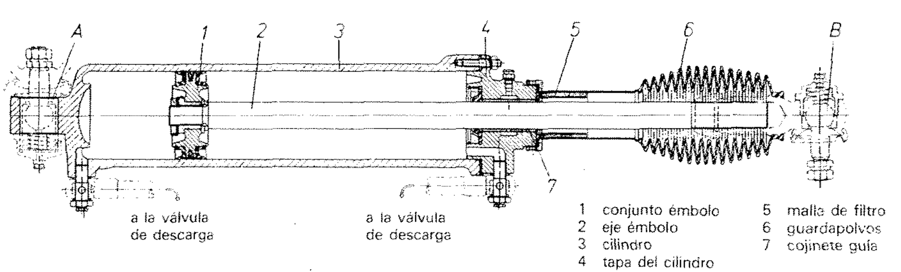


Fig. 4.38 Cilindro de mando.

4.5.4.3 *Grifo de paso automático de aire*

Este elemento (fig. 4.39) tiene por objeto poder aislar de forma manual o automática la instalación de aire correspondiente a la dirección de la de los frenos, cuando por cualquier causa descienda la presión por debajo de los 4 kgf/cm². De esta forma se aumenta la seguridad en la conducción, ya que siempre se puede disponer de una reserva de aire en los frenos para cualquier emergencia, aunque el conductor se quede sin servo-asistencia en la dirección.

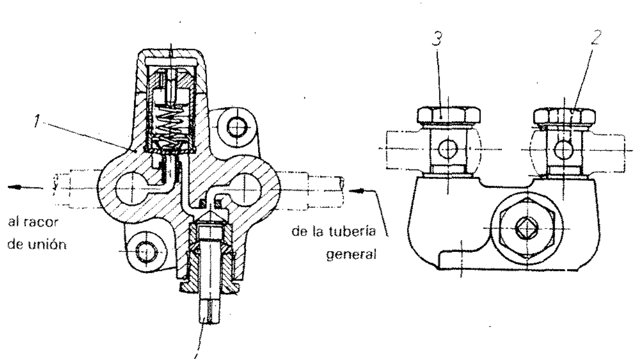
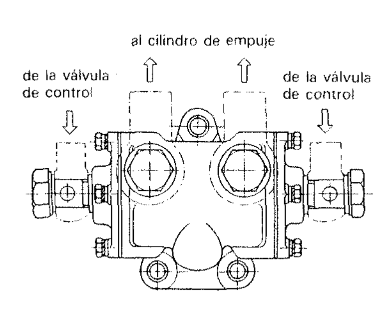


Fig. 4.39 Grifo de paso automático del aire.

Está formado por un cuerpo de grifo (1) con dos racores de entrada (2) y salida (3) de aire, cuyo paso por el interior del mismo se realiza a través de una llave de cierre manual (4) y una válvula de cierre automático (2 a 11) regulada su apertura para una presión de aire superior a los 4 kgf/cm².



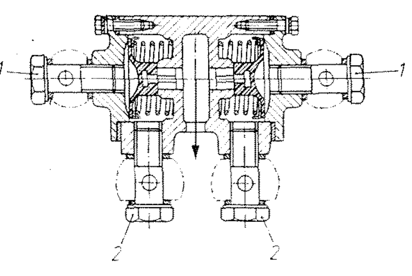


Fig. 4.40 Válvula de descarga rápida.

4.5.4.4 *Válvula de descarga rápida*

Este dispositivo (fig. 4.40) tiene la misión de evacuar el aire del cilindro de mando en cualquiera de sus lados, después de haber sido utilizado en la maniobra direccional.

Al aire a presión, procedente de la válvula de control, que entra por el racor (1), empuja la membrana que cierra la salida de aire al exterior, pasando entonces por el racor (2) al lado correspondiente del cilindro de mando. Cuando cesa la maniobra direccional y se cierra la válvula de control, cesa la presión de aire en la entrada (1), con lo cual la membrana, por efecto del muelle, vuelve a su posición de reposo; en este momento, el aire del cilindro escapa al exterior por el racor (2).

4.5.4.5 *Funcionamiento del conjunto servodirección*

El aire a presión procedente del calderín de aire comprimido llega, después de pasar por el grifo, a la zona central del distribuidor, entrando por *(E)* (fig. 4.37B). Cuando el conductor gira el volante, la palanca de mando desplaza la válvula de control, realizando un desplazamiento direccional mecánico sobre las ruedas que, para pequeñas variaciones, queda controlado por el mecanismo regulador. A su

vez se produce un pequeño desplazamiento en el cilindro que contiene las válvulas sobre el tubo que forma parte de las tapas laterales de cierre; esto hace que el asiento del casquillo de goma se apoye sobre el tubo, limitando así la carrera de desplazamiento y cierre la salida de evacuación por el interior del tubo al exterior.

A un mayor giro del volante, el cilindro sigue desplazándose en el sentido direccional correspondiente, con lo que el tope del tubo obliga a abrir la válvula, efectuándose el paso de aire desde la zona central *(E)* (fig. 4.37B) a la salida correspondiente *(SP,* en el caso de la figura). El aire a presión que sale por *SP* (salida posterior) llega, por la válvula de descarga rápida, al lado correspondiente del cilindro de mando, ejerciendo presión sobre el émbolo que, al desplazarle, comunica el movimiento al brazo direccional de las ruedas.

Cuando cesa la acción del conductor sobre el volante, el muelle (2) del regulador (fig. 4.37A) retorna todo el mecanismo a su posición central inicial, cerrándose la válvula y dejando escapar el aire de las tuberías al exterior por el interior del tubo.

La presión en el cilindro de mando es evacuada por la válvula de descarga como se vio anteriormente.

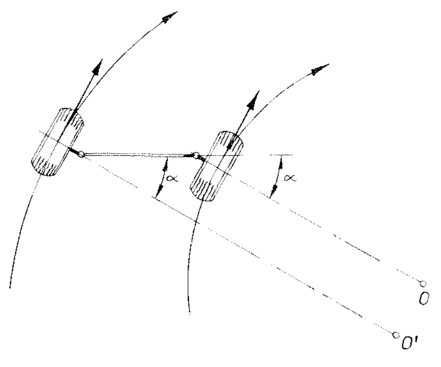


Fig. 4.41 Centros de giro no coincidentes.

4.6 Alineación de la dirección

Se entiende por *alineación de la dirección* en un vehículo a la condición geométrica que tienen que cumplir todos los órganos que afectan a la dirección (elementos de mando, ruedas y suspensión) para determinar la posición de las ruedas en movimiento sobre el terreno, ya sea en línea recta o en curva.

Estas condiciones, determinadas por la geometría de giro y la geometría de las ruedas, hacen que el vehículo tome la trayectoria deseada por el conductor con toda precisión y haciendo la conducción suave y segura.

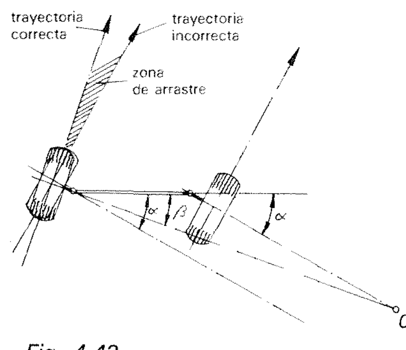


Fig. 4.42

4.6.1 *Geometría de giro*

Cuando un vehículo toma una curva, la trayectoria a seguir por las ruedas directrices no es la misma ya que, cada una de ellas, tiene distinto radio de curvatura. Por tanto, si la orientación dada a ambas ruedas fuera la misma (fig. 4.41), cada una de ellas giraría perpendicular al eje de giro con distinto centro de rotación y tomarían trayectorias distintas.

Como el eje de unión de las ruedas no puede seguir las dos trayectorias a la vez, una de las ruedas sería arrastrada por la otra, produciendo un deslizamiento lateral en la misma (fig. 4.42). Para que esto no ocurra, las dos ruedas deben girar concéntricas, o sea con el mismo centro de rotación. Por tanto, la orientación a dar a cada una de las ruedas debe ser distinta, de forma que las prolongaciones de sus ejes se corten en un centro de giro común (fig. 4.42).

Esto mismo ocurre con las ruedas traseras con respecto a las delanteras ya que, como todo el vehículo tiene que tomar la misma trayectoria de curva, todo él tiene que tener el mismo centro de rotación. Para ello tiene que cumplirse la condición geométrica de que *todas las ruedas en cualquier posición tengan un mismo centro de rotación.*

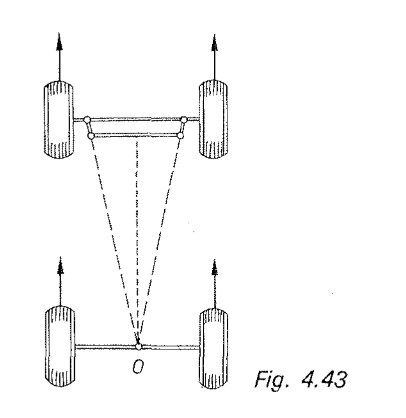


Fig. 4.43

Esto se consigue dando a las bieletas de mando una inclinación tal, que cuando el vehículo circule en línea recta, los ejes de prolongación de las bieletas coincidan en el centro del eje trasero (fig. 4.43) y al tomar una curva, los ejes de las ruedas coincidan sobre un mismo centro *(O)* (fig. 4.44). Con esto, los círculos descritos por las cuatro ruedas en movimiento serán concéntricos en cualquier posición de giro.

Como las ruedas traseras no son orientables, el centro *(O)* debe coincidir sobre la prolongación del eje trasero. En todo caso, la elasticidad de los neumáticos corrige automáticamente las pequeñas oscilaciones de trayectoria.

— *Radio de giro máximo.*

La distancia entre pivotes *(a)* que recibe el nombre de *vía* y la longitud e inclinación de los brazos de acoplamiento en función de la *batalla (b)* del vehículo, que corresponde a la distancia entre ejes, determinan una de las características de la dirección, como es su *radio de giro máximo.* Este radio viene determinado de forma que las ruedas puedan girar describiendo un círculo de diámetro cuatro veces mayor que la batalla del vehículo.

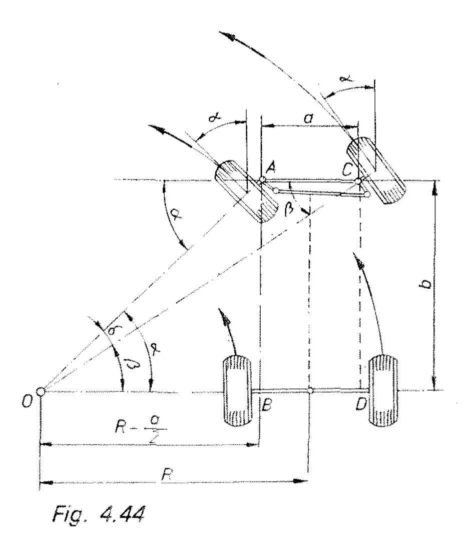


Fig. 4.44

El ángulo de viraje (α) para un determinado radio de giro *(R),* según los triángulos rectángulos *OAB* y *OCD* de la figura 4.44, se obtiene por la función trigonométrica de los ángulos que forman las ruedas en función de la batalla *(b)* del ve-

hículo y del ancho de vía *(a)*; los ángulos de viraje para cada rueda directriz del vehículo son, respectivamente:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b}{R - \frac{a}{2}} \qquad [4.4A]$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{b}{R + \frac{a}{2}} \qquad [4.4B]$$

La desviación angular (δ) entre ruedas es:

$$\delta = \alpha - \beta \qquad [4.4C]$$

α = ángulo de viraje de la rueda interior
β = ángulo de viraje de la rueda exterior
δ = ángulo de desviación angular

EJERCICIO RESUELTO

Problema 3

Calcular los ángulos de viraje en las ruedas directrices de un vehículo que tiene un ancho de vía de 1 200 mm y una batalla de 2 750 mm, cuando toma una curva de 15 m de radio.

Solución:

Aplicando las fórmulas [4.4A] y [4.4B] resulta:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b}{R - \frac{a}{2}} = \frac{2{,}750}{15 - \frac{1{,}2}{2}} = 0{,}19097$$

$$\alpha = 10^\circ\ 49'$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{b}{R + \frac{a}{2}} = \frac{2{,}750}{15 + \frac{1{,}2}{2}} = 0{,}17628$$

$$\beta = 10^\circ$$

Teniendo en cuenta que el radio de giro mínimo en los vehículos suele ser aproximadamente el doble de la batalla o distancia entre ejes:

$$R = 2\ b \qquad [4.5A]$$

el ángulo de viraje máximo en las ruedas es:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b}{2\ b - \frac{a}{2}} = \frac{2\ b}{4\ b - a} \qquad [4.5B]$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{2\ b}{4\ b + a} \qquad [4.5C]$$

EJERCICIO RESUELTO

Problema 4

Calcular los ángulos de viraje máximo en las ruedas y el de desviación angular entre ellas, para un radio de giro mínimo del vehículo del ejemplo anterior.

Solución:

El radio de giro, en este caso, según fórmula [4.5A] es:

$$R = 2\ b = 2 \times 2\,750 = 5\,500 \text{ mm}$$

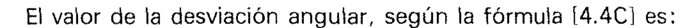
Según las fórmulas [4.5B] y [4.5C] los ángulos de viraje en las ruedas son:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2\ b}{4\ b - a} = \frac{5\,500}{11\,000 - 1\,200} = 0{,}56122$$

$$\alpha = 29^\circ\ 18'$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{2\ b}{4\ b + a} = \frac{5\,500}{11\,000 + 1\,200} = 0{,}45081$$

$$\beta = 24^\circ\ 16'$$



El valor de la desviación angular, según la fórmula [4.4C] es:

$$\delta = \alpha - \beta = 29^\circ\ 18' - 24^\circ\ 16' = 5^\circ\ 2'$$

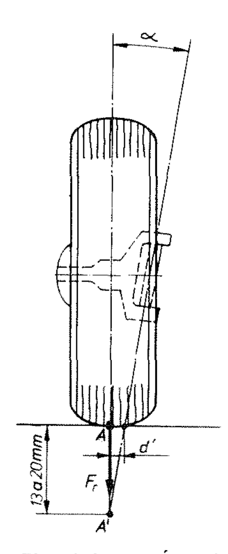


Fig. 4.45A Ángulo de salida.

4.6.2 *Geometría de las ruedas*

Para que el funcionamiento del sistema sea el adecuado, es necesario que las ruedas directrices cumplan unas determinadas condiciones geométricas, llamadas *cotas de dirección,* mediante las cuales se logra que las ruedas obedezcan fácilmente al volante y no se altere su orientación por las irregularidades del terreno, resultando así la dirección segura y de fácil manejo.

Las cotas que determinan la geometría del sistema son las siguientes:

- Ángulo de salida.
- Ángulo de caída.
- Ángulo de avance.
- Cotas conjugadas.
- Convergencia de las ruedas.

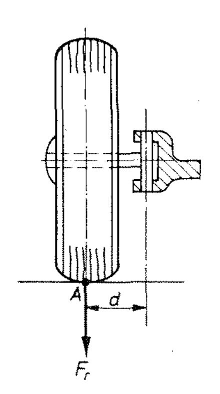


Fig. 4.45B

4.6.2.1 *Ángulo de salida*

Se llama *ángulo de salida* (fig. 4.45A) al ángulo (α) que forman la prolongación del eje del pivote, sobre el que gira la rueda para orientarse, con la prolongación del eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda y cuyo vértice coincide en *A'.* Este ángulo suele estar comprendido entre 5 y 10°, siendo en la mayoría de los vehículos de 6 a 7°.

Esta disposición del pivote en los vehículos reduce el esfuerzo a realizar para la orientación de la rueda ya que, como se puede observar (fig. 4.45B), si el eje del pivote y el eje vertical de la rueda fuesen paralelos, el esfuerzo a realizar para orientar la rueda vendría determinado por el par resistente:

$$\boxed{C_R = F_r \cdot d} \qquad [4.6]$$

C_R = par resistente o esfuerzo a realizar para orientar la rueda en kgf · m
F_r = resistencia de rodadura en kgf
d = brazo del par o distancia entre ejes en m

Por tanto, cuanto menor sea *(d),* menor es el esfuerzo a realizar para orientar la rueda y éste será nulo cuando el eje del pivote (fig. 4.45C) pase por el punto *(A),* centro de la superficie de contacto del neumático con el terreno. En este caso sólo habría que vencer el esfuerzo de resistencia de rodadura correspondiente al ancho de neumático, ya que el par de giro sería nulo.

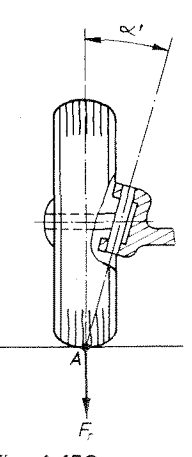


Fig. 4.45C

En la práctica conviene que los ejes se corten un poco por debajo del punto *(A)*; es decir, en el punto *A'* de la figura 4.45A, lo que determina un par resistente:

$$\boxed{C'_R = F_r \cdot d'} \qquad [4.7]$$

Este pequeño esfuerzo en la orientación de la rueda proporciona una mayor estabilidad en la dirección, ya que cuando la rueda por las irregularidades del terreno tienda a desorientarse se le opone el par resistente *(C'_R)* originado en la misma.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 5

Calcular el esfuerzo a realizar para orientar las ruedas en una curva, en un vehículo que pesa 1 600 kgf y tiene un coeficiente de adherencia en las ruedas de 0,9 sabiendo que, con un ángulo de salida de 8°, se obtiene un brazo en el par de giro de 1 cm.

Solución:

El peso que descansa sobre la rueda es:

$$P_r = \frac{P_t}{4} = \frac{1\,600}{4} = 400 \text{ kgf}$$

La resistencia a la rodadura:

$$F_r = P_r \cdot \mu = 400 \times 0{,}9 = 360 \text{ kgf}$$

El par resistente al giro obtenido es:

$$C_R = F_r \cdot d = 360 \times 0{,}01 = 3{,}6 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

y como el esfuerzo de orientación se realiza sobre las dos ruedas motrices, el esfuerzo total *(C_t)* a realizar es:

$$C_t = 2 \cdot C_R = 2 \times 3{,}6 = 7{,}2 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

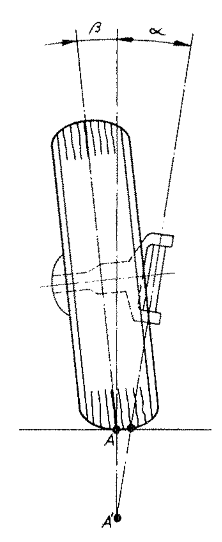


Fig. 4.46A Ángulo de caída.

Puede observarse la importancia que tiene sobre este ángulo la presión de inflado de los neumáticos, pues con menor presión, el punto *(A')* (fig. 4.45A) se desplaza más hacia abajo, aumentando la distancia *(d')* y, por tanto, el par resistente. En este caso aumenta la estabilidad en la dirección pero es necesario realizar mayor esfuerzo para orientar las ruedas.

El *ángulo de salida* combinado con el de *avance* (fig. 4.47A) facilita, además, que la rueda vuelva a su posición de línea recta después de haber tomado una curva. Al girar la dirección para tomar una curva, como el pivote está inclinado, el extremo de la mangueta hace que la rueda tienda a hundirse en el terreno y, como no puede hacerlo, es la carrocería la que se levanta oponiéndose a ello su propio peso. Al soltar el volante y anular la causa que estaba produciendo este efecto, el peso de la carrocería tiende a bajar haciendo volver a la rueda a su posición de línea recta.

4.6.2.2 *Ángulo de caída*

Se llama *ángulo de caída* (fig. 4.46A) al ángulo (β) que forma la prolongación del eje de simetría de la rueda con el eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda.

Este ángulo se consigue dando al eje de la mangueta una cierta inclinación con respecto a la horizontal. Tiene por objeto desplazar el peso del vehículo que gravita sobre este eje hacia el interior de la mangueta, disminuyendo así el empuje lateral de los cojinetes sobre los que se apoya la rueda.

La mangueta está sometida a esfuerzos de flexión equivalentes al peso que sobre ella gravita *(P)* por su brazo de palanca *(L)* (fig. 4.46B), obteniendo un momento resultante:

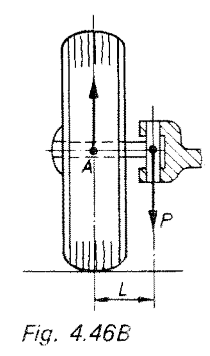
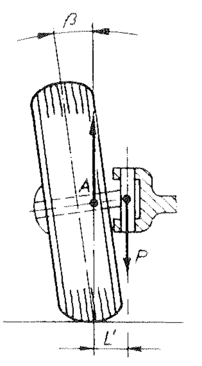


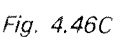
Fig. 4.46B

$$\boxed{M_f = P \cdot L} \qquad [4.8]$$

Al inclinar la rueda (fig. 4.46C), se desplaza el punto de reacción *(A)* hacia el pivote, con lo cual el brazo de palanca es ahora menor (L' < L) y, por tanto, también lo es el esfuerzo a que están sometidos los rodamientos de la mangueta.

El valor del ángulo de caída (β), que suele estar comprendido entre treinta minutos y un grado, hace disminuir el ángulo de salida (α), aunque se mantiene dentro de los límites suficientes.




Fig. 4.46C

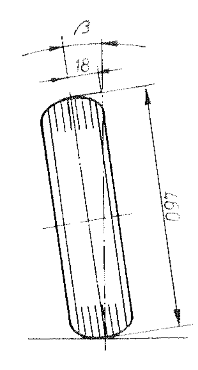
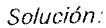


Fig. 4.46D

EJEMPLO RESUELTO

Problema 6

En un vehículo que tiene una rueda cuya llanta tiene 460 mm de diámetro (fig. 4.46D), al inclinarse la rueda, la distancia del centro de la llanta a la vertical es de 8 mm. ¿Cuál es el valor del ángulo de caída de la rueda?


Solución:

$$\text{tg } \beta = \frac{8}{460} = 0{,}0173$$

$$\beta = 0° \ 59'$$

4.6.2.3 *Ángulo de avance*

El *ángulo de avance* es el ángulo (γ) que forma la prolongación del eje del pivote con el eje vertical que pasa por el centro de la rueda y en el sentido de avance de la misma (fig. 4.47A).

Cuando el empuje del vehículo se realiza desde las ruedas traseras (propulsión), el eje delantero es arrastrado desde atrás, lo que supone una inestabilidad en la dirección. Esto se corrige dando al pivote un cierto ángulo de avance (γ), de forma que su eje corte a la línea de desplazamiento un poco por delante del punto *(A)* de apoyo de la rueda (fig. 4.47A). Con ello aparece una acción de remolque en la propia rueda que da fijeza a la dirección, haciendo que el punto *(A)* de apoyo tienda a estar siempre en línea recta y por detrás de *(B)* punto de impulsión.

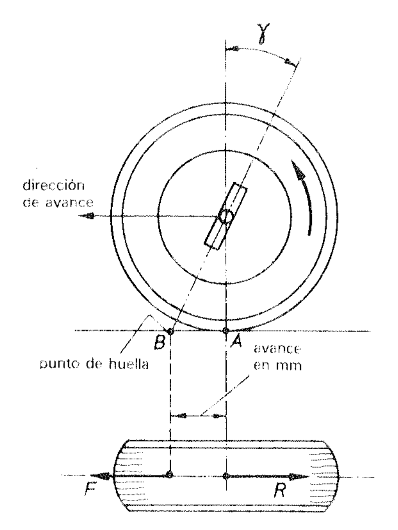


Fig. 4.47A *Ángulo de avance.*

Efectivamente, al volver la dirección para tomar una curva (fig. 4.47B) la rueda se orienta sobre el punto *(B)* fijado para el avance. Esto hace que el punto *(A)* se desplace hasta *(A')*, creándose un par de fuerzas que tiende a volver a la rueda a su posición de línea recta ya que, en esta posición, al ser (d = 0), desaparece el par.

De esta forma se consigue dar a la dirección fijeza y estabilidad, ya que las desviaciones que pueda tomar la rueda por las desigualdades del terreno, forman este par de fuerzas que la hacen volver a su posición de línea recta.

El avance debe ser tal, que cumpla la misión encomendada sin perturbar otras condiciones direccionales. Si este ángulo es grande, el par creado también lo es, haciendo que las ruedas se orienten violentamente. Si el ángulo es pequeño o insuficiente, el par de orientación también lo es, resultando una dirección inestable.

El ángulo de avance suele estar comprendido entre 0 y 4° para vehículos con motor delantero y de 6 a 12° para vehículos con motor trasero.

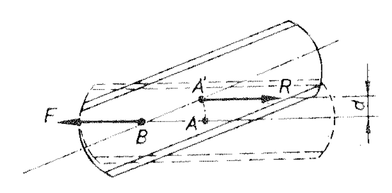


Fig. 4.47B


EJERCICIO RESUELTO

Problema 7

Las ruedas delanteras de un vehículo tienen un ángulo de avance de 6° y los radios de los neumáticos son de 250 mm. ¿Cuál es el valor lineal del avance?

Solución:

Observando el triángulo rectángulo de la figura 4.47C, se tiene:

$$a = \text{tg } \gamma \cdot r = \text{tg } 6° \times 250 = 26{,}27 \text{ mm}$$

4.6.2.4 *Cotas conjugadas*

Las *cotas de salida y caída* hacen que el avance corte a la línea de desplazamiento (fig. 4.48) por delante y hacia la derecha del punto *(A)*. De ello resulta que, para vehículos de propulsión trasera, el empuje que se transmite al eje delantero pasa de éste a la rueda por el pivote, teniendo su punto de tiro en la rueda sobre el punto *(B)*. Como la resistencia de rodadura actúa sobre su punto de apoyo *(A)*, re-

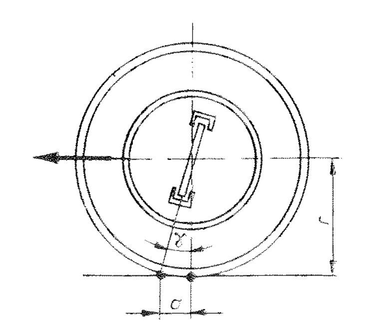


Fig. 4.47C

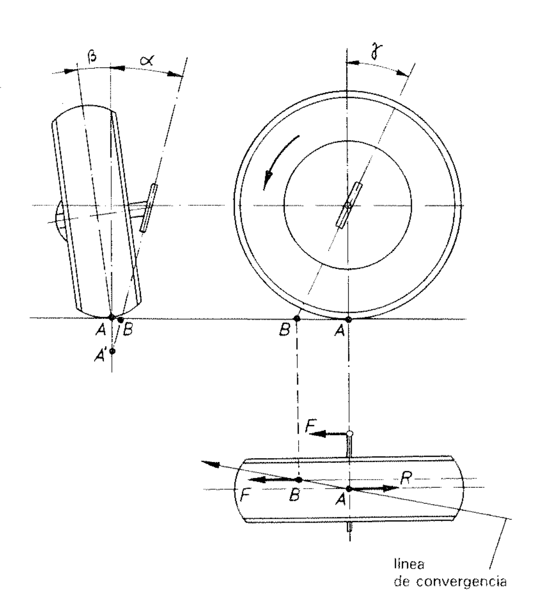


Fig. 4.48 Cotas conjugadas.

sulta un par de fuerzas que tiende a abrir la rueda por delante, debiendo dar una *convergencia* a la rueda para corregir esta tendencia.

La convergencia será tanto mayor cuanto más adelantado y hacia la derecha se encuentre el punto *(B)*. Esta posición viene determinada por los ángulos de caída, salida y avance, lo que quiere decir que la convergencia depende directamente de estas tres cotas.

En vehículos con tracción delantera, la fuerza de empuje está aplicada al mismo punto de apoyo de la rueda, siendo las ruedas traseras remolcadas sin ejercer efecto alguno sobre la dirección. No obstante, se les da un pequeño avance para mantener estable la dirección resultando, junto a las cotas de salida y caída, una convergencia que puede ser positiva o negativa.

4.6.2.5 *Convergencia de las ruedas*

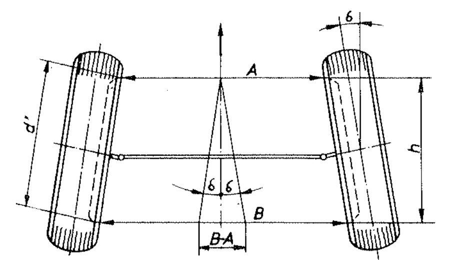


Fig. 4.49 Convergencia.

Los ángulos de salida y caída hacen que la rueda tome una posición inclinada con respecto al terreno (fig. 4.46A), con lo que la rueda al caminar forma la base de un cono cuyo vértice está en el suelo. Al desplazarse la rueda, este cono girará sobre su generatriz apoyada en el terreno y tiende a abrirse durante la marcha.

Para corregir este efecto se adelanta el vértice del cono en sentido de la marcha, lo que supone cerrar la rueda en su parte delantera con un ángulo determinado por la posición de las cotas conjugadas. Como en la otra rueda ocurre lo mismo, se obtiene una convergencia en las ruedas que corrige la tendencia a abrirse en la marcha, aliviando a sus pivotes del esfuerzo producido por esta causa.

La *convergencia (C)* se mide (fig. 4.49) por la diferencia de cotas entre la parte delantera y trasera de las ruedas, tomadas en puntos diametralmente opuestos de las llantas; suele estar comprendida entre 1 y 10 mm, según las características del vehículo.

El *ángulo de convergencia* (2 δ), o desviación angular de las ruedas respecto a la dirección de marcha, se expresa en función de las distancias *(A)* y *(B)* y de la cota *(h)*, o bien, del diámetro de la llanta *(d')*:

$$\text{tg}\ \delta = \frac{B - A}{2 \cdot h} \qquad [4.9A]$$

$$\text{sen}\ \delta = \frac{B - A}{2 \cdot d'} \qquad [4.9B]$$

EJERCICIO RESUELTO

Problema 8

La diferencia de cotas entre las dos ruedas, medidas en dos puntos diametralmente opuestos de la llanta es de 8 mm. Siendo el diámetro *(d')* de la llanta igual a 330 mm, calcular el ángulo de convergencia de las ruedas del vehículo.

Solución:

$$\text{sen}\ \delta = \frac{B - A}{2 \cdot d'} = \frac{8}{2 \times 330} = 0{,}01212$$

$$\delta = 0^\circ\ 42'$$

$$2\,\delta = 1^\circ\ 24'$$

La convergencia, determinada en función del resto de las cotas de dirección, debe mantenerse dentro de los límites establecidos por el fabricante ya que, cualquier alteración produce la inestabilidad en la dirección; además debe ser igual en las dos ruedas.

Una convergencia excesiva, al producir mayor tendencia en la orientación de las ruedas para seguir la trayectoria en línea recta, produce un desgaste irregular en los neumáticos que se manifiesta por el desgaste lateral que se produce en su banda de rodadura.

4.7 **Averías en la dirección**

Las averías en la dirección son consecuencia de las holguras por desgaste en sus elementos de mando, del mal reglaje en la alineación de las ruedas o de un mal entretenimiento. Puede estar también afectada indirectamente por la intervención o mal estado de otros elementos del vehículo, como pueden ser las ruedas, frenos y la suspensión.

Para diagnosticar la avería que acusa el sistema de dirección, antes de proceder a su revisión y reparación, conviene someter el vehículo a una prueba por carretera, observando la causa o causas que afectan el normal funcionamiento de la misma.

4.7.1 *Diagnóstico de averías en los mecanismos simples*

Los defectos más frecuentes acusados por el conductor en la dirección del vehículo, son los siguientes:

4.7.1.1 *Holguras en el volante*

Esta es una de las averías más frecuentes del sistema, debido al desgaste lógico de sus componentes mecánicos por el uso. Estas holguras en los elementos de mando, ya sean por desgaste ya por mal apriete en los sistemas de amarre y fijación, se traducen en un excesivo recorrido libre del volante, que no debe exceder de unos 12 mm en condiciones normales.

Estas holguras suelen localizarse en los siguientes puntos:

- Rótulas de las barras de dirección flojas o desgastadas.
- Holgura en la palanca de mando.
- Mal apriete en la fijación de la caja de dirección al chasis.
- Holgura en el mecanismo de la dirección.

Conviene revisar estos puntos, realizar un apriete al par recomendado en todos los elementos de unión y hacer el reglaje del mecanismo de dirección según las instrucciones específicas del fabricante.

4.7.1.2 *Dirección muy dura*

Este defecto se acusa porque el conductor debe realizar un esfuerzo excesivo en el volante para mover las ruedas. También se nota en la falta de reversibilidad de las ruedas para volver a su posición de línea recta.

Esta dureza en la dirección se produce, generalmente, por las siguientes causas:

- Baja presión de inflado en los neumáticos.
- Desalineación en las ruedas.
- Dureza en las articulaciones de mando por un excesivo apriete.
- Excesivo ataque en el mecanismo de la dirección.
- Falta de engrase en la caja de dirección.

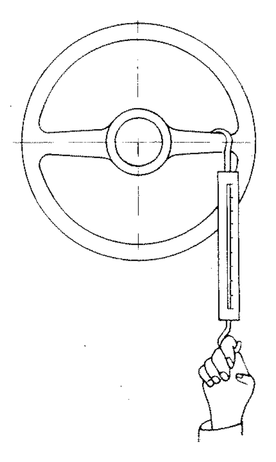


Fig. 4.50 Comprobación de la dureza de la dirección en el volante.

Para realizar esta revisión conviene comprobar en primer lugar la presión de inflado en las ruedas, así como el engrase en las articulaciones y la caja de dirección. En estas condiciones, se comprueba, con las ruedas delanteras levantadas, la dureza en el volante, realizando la operación por medio de un dinamómetro como se indica en la figura 4.50. El esfuerzo a realizar debe ser inferior a 5 kgf.

Si la dureza persiste, se comprueba el par de apriete en la palanca de mando y se hace el reglaje del mecanismo de la dirección, comprobando nuevamente la dureza en el volante.

Generalmente, con estos reglajes la dureza en el volante debe quedar dentro de los límites establecidos; en caso contrario, hay que verificar y corregir las cotas de la dirección.

4.7.1.3 *El vehículo tiende a girar a un lado*

Este defecto se debe, generalmente, al mal estado de alguno de los componentes del vehículo ajenos al sistema direccional o al mal reglaje de la alineación.

Las causas más frecuentes que hacen que el vehículo tienda a desplazarse lateralmente son las siguientes:

- Presión de inflado desigual en ambas ruedas.
- Cubiertas desiguales o más desgastada una que la otra.
- Uno de los frenos agarrotado o mal reglado.
- Amortiguador en mal estado.
- Brazo de mando mal colocado.
- Mal reglaje en la alineación de ruedas.
- Deformación de la mangueta o sistema de suspensión.

4.7.1.4 *Oscilación de las ruedas*

Este defecto, de no ser por una excesiva holgura en los elementos de mando, es acusado por el conductor cuando circula a grandes velocidades por terreno liso, produciéndose una serie de oscilaciones continuas que se traducen en una trepidación en el volante.

Las causas más frecuentes que originan este defecto son las siguientes:

- Presión de inflado incorrecta en los neumáticos.
- Cubiertas con desgaste no uniforme en su banda de rodadura.
- Ruedas desequilibradas.
- Órganos de mando flojos o con holgura.
- Ángulos de caída o avance con un valor excesivo.

4.7.1.5 *Ruidos extraños*

Este defecto, menos generalizado y acusado en un momento determinado, es producido generalmente por holguras o rotura en alguno de los elementos mecánicos por mala calidad o mal montaje.

Estos ruidos pueden ser producidos por las siguientes causas:

- Rodamiento de rueda en mal estado.
- Holgura o mal montaje en el interior de la caja de mecanismos.
- Órganos de mando flojos.
- Ruedas muy desequilibradas.

4.7.1.6 *Desgaste anormal de los neumáticos*

Uno de los defectos más acusados por los propietarios de vehículos es el desgaste anormal de las ruedas que, aunque no puede considerarse como una avería propia de la dirección, sí incide directamente sobre ella. Este defecto se produce generalmente por un mal reglaje en la alineación, lo cual indica que su funcionamiento no es correcto, sirviendo como índice para una revisión de las cotas direccionales.

Una excesiva convergencia produce un desgaste lateral en la zona exterior de los neumáticos, y una falta de convergencia produce el desgaste en la zona interna lateral de los mismos, debido, en ambos casos, al arrastre de la rueda sobre el terreno. Cuando el ángulo de viraje es incorrecto, por el mismo efecto de arrastre, se produce un desgaste desigual en los neumáticos delanteros, localizado en la banda de rodadura.

Cuando el desgaste se produce por igual en uno o en los dos neumáticos en ambos lados de la banda de rodadura, se debe generalmente a falta de inflado en las ruedas.

4.7.2 *Averías de funcionamiento en los servomandos*

Además de las averías que normalmente pueden presentarse en el sistema direccional de las ruedas, con independencia del sistema de mando empleado, están las averías propias que afectan a estos servomecanismos, producidos generalmente por desgaste natural de sus elementos u otras causas circunstanciales, como roturas o falta de entretenimiento.

En cada caso particular dentro de los sistemas estudiados, se pueden destacar las siguientes:

4.7.2.1 *Averías en la servodirección hidráulica y sus posibles causas*

1. *La servodirección no funciona.*

— Falta de aceite.
— Fallos de presión en la bomba.
— Obstrucción o rotura en las tuberías.
— Comunicación entre ambos lados del émbolo del cilindro de mando hidráulico.
— Avería en la válvula distribuidora.
— Obstrucción en el depósito de aceite.
— Correas de mando de la bomba deterioradas o rotas.

2. *Dureza en la dirección.*

— Falta de aceite.
— Aire en el circuito.
— Obstrucción en las tuberías.
— Avería en la válvula distribuidora.
— Baja presión en los neumáticos.

3. *El vehículo tiende a girar a un lado.*

— Ajuste incorrecto de la válvula de distribuición.
— Defectos de alineación o inflado.

4. *Vibraciones o ruidos extraños en la servodirección.*

— Aire en el circuito.
— Aceite inadecuado o sucio.
— Aireación del depósito obstruido.
— Bomba de aceite sucia.
— Elementos mecánicos con holgura.

4.7.2.2 *Averías en la servodirección neumática y sus posibles causas*

1. *La servodirección no funciona.*

— Presión de aire insuficiente (inferior a 4 kgf/cm^2).
— Grifo de paso cerrado u obstruido.
— Tuberías de aire rotas u obstruidas.
— Defecto de reglaje en la válvula de control.

2. *Funcionamiento parcial o en un solo sentido.*

— Obstrucción en alguno de los tubos.
— Reglaje defectuoso en la válvula de control.
— Anillos de retención en el cilindro de mando averiados.
— Válvula de descarga rápida obstruida.
— Presencia de algún cuerpo extraño que impide el cierre de los tubos de las tapas (válvulas).

3. *Pérdidas de aire en el circuito.*

— Falta de asiento en las válvulas.
— Tuberías en mal estado.

4. *La dirección no retorna.*

— Reglaje defectuoso en la válvula de retención.
— Válvula de descarga obstruida.
— Descarga en el cojinete de la tapa del cilindro.

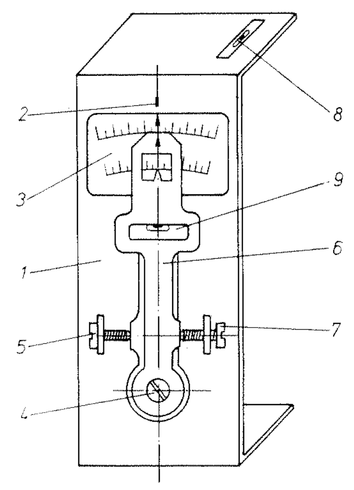


Fig. 4.51 Comprobador Weaver.

4.8 Comprobación y reglaje de las cotas de dirección

Las comprobaciones y reglajes a realizar sobre la geometría de las ruedas tienen por finalidad la puesta a punto de la alineación en el vehículo, actuando sobre los ángulos que determinan las cotas de la dirección en función de las características constructivas determinadas por el fabricante.

La comprobación de estas cotas resulta una operación sencilla y común para todo tipo de vehículos, realizándose con sencillos aparatos de taller destinados a este fin. No ocurre lo mismo con la corrección de estas cotas, ya que dependen de los elementos constructivos del vehículo, siendo su reglaje de difícil realización cuando dependen de deformaciones producidas en estos elementos. En la mayoría de los casos es necesario sustituir el elemento si se quiere obtener una alineación correcta en el vehículo.

Antes de proceder a medir los ángulos, debe situarse el vehículo en un plano horizontal con las ruedas delanteras apoyadas sobre placas giratorias. Previamente se comprueba la presión correcta de inflado en los neumáticos y se corrigen las holguras y deformaciones tangibles en los órganos de dirección y suspensión.

Como la convergencia depende directamente de los valores conjugados de las restantes cotas direccionales, debe ser esta cota la última en comprobarse y corregirse.

4.8.1 *Comprobadores de alineación*

Existen diferentes aparatos diseñados para medir la alineación en los vehículos, como son los de *tipo mecánico* o los *medidores de nivel.* Uno de los equipos modernos empleados en la actualidad es el de *proyección luminosa* cuyas características y utilización se describen en el apartado 4.9.

4.8.1.1 *Medidor Weaver*

Este aparato es uno de los más sencillos y económicos empleados para medir los ángulos de salida, caída y avance en la alineación de los vehículos. Está formado (fig. 4.51) por un soporte (1) con sus extremos doblados en *U,* sobre el que va marcada una señal de referencia (2).

Sobre este soporte va montada una placa móvil (3) con centro de giro en el tornillo (4), que lleva una doble escala graduada desplazable por medio del tornillo (5). Encima de esta placa, y con centro también en el tornillo (4), va montado un índice (6) desplazable por medio del tornillo (7).

Sobre el soporte (1) e índice (6) van situados dos niveles de agua (8) y (9) para poder situar el aparato en posición horizontal o vertical, haciendo coincidir la referencia (2) del soporte con el índice (6) y los ceros de las escalas de la placa (3).

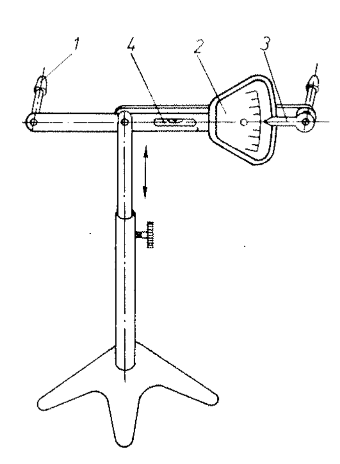


Fig. 4.52 Medidor Bear.

4.8.1.2 *Medidor mecánico Bear*

Este aparato, empleado en muchos talleres por su bajo costo y fácil manejo, consiste (fig. 4.52) en un trípode con un brazo vertical extensible para poder adaptarlo a ruedas de diferente diámetro.

Sobre este trípode van montados en cruz unos brazos horizontales, de los cuales uno lleva un pivote fijo (1) a un lado y, por el otro, un medidor (2) con escala graduada y un nivel (4) para asegurar la horizontalidad del brazo. En el otro brazo va montado un índice móvil (3) que determina el valor del ángulo medido sobre la escala graduada del medidor.

4.8.1.3 *Medidor de niveles*

Otro de los equipos portátiles *Bear,* de fabricación más moderna es el representado en la figura 4.53, de gran sencillez y precisión, así como muy rápido de manejar en las comprobaciones.

El aparato viene dotado de un sistema de fijación magnética y mecánica para ser utilizado sobre el suelo en niveladores portátiles o acoplado directamente sobre el disco de la rueda (fig. 4.54). El equipo se complementa con dos platos giratorios graduados, como el representado en la figura 4.55, para medir el ángulo de viraje en las ruedas.

El montaje del aparato para medir directamente sobre la rueda debe hacerse haciendo coincidir el pitón central del adaptador sobre el punto de mecanizado de la mangueta.

El aparato (fig. 4.53) está formado por tres escalas graduadas (1) rodeando a tres niveles de agua (2), cuya burbuja se desplaza por el interior de las mismas.

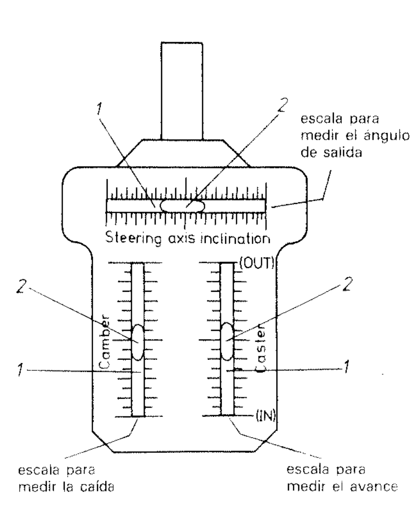


Fig. 4.53 Medidor de niveles Bear.

Para una medición correcta, todas las lecturas deben ser tomadas a partir del centro de la burbuja, ya que es la que hace de índice con referencia cero en las escalas.

Como puede observarse, las medidas a efectuar con este aparato son sencillas y rápidas, debido a que, con la misma preparación inicial de las ruedas, se pueden realizar varias medidas simultáneas y, si además se dispone de dos aparatos colocados uno en cada rueda directriz, las lecturas son simultáneas en ambas ruedas.

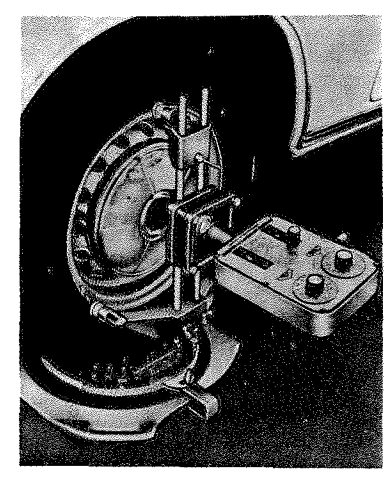


Fig. 4.54 Medición del avance.

4.8.2 *Comprobación y reglaje del ángulo de salida*

La comprobación y corrección de este ángulo se realiza con los aparatos conocidos y siguiendo los pasos que se explican a continuación.

4.8.2.1 *Comprobación con equipo mecánico Weaver*

Los pasos a seguir son los siguientes:

1.° El vehículo con las ruedas delanteras en línea recta se sitúa sobre las plataformas giratorias que acompañan a cualquier equipo de medida, de forma que el índice de la plataforma coincida con el cero de la escala (fig. 4.56A).

2.° Se monta el medidor Weaver sujeto al extremo de la mangueta por medio de las abrazaderas y útiles de sujeción que le acompañan, de forma que quede en posición vertical y paralelo a la rueda.

3.° Se giran las ruedas 20° en una dirección con el volante y se comprueba en la escala de la plataforma giratoria (fig. 4.56B).

4.° Se cala la burbuja del nivel (6) situado en el índice (fig. 4.51) por medio del tornillo (7) y se actúa a continuación sobre el tornillo (5) hasta que el cero de la escala (3) coincida con el índice.

5.° Se giran las ruedas 40° en sentido contrario (fig. 4.56C) y se mueve nuevamente el índice (6) hasta que la burbuja del nivel quede horizontal, leyendo sobre la escala superior del aparato el valor en grados que corresponde al ángulo de salida.

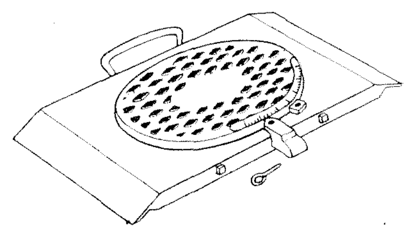
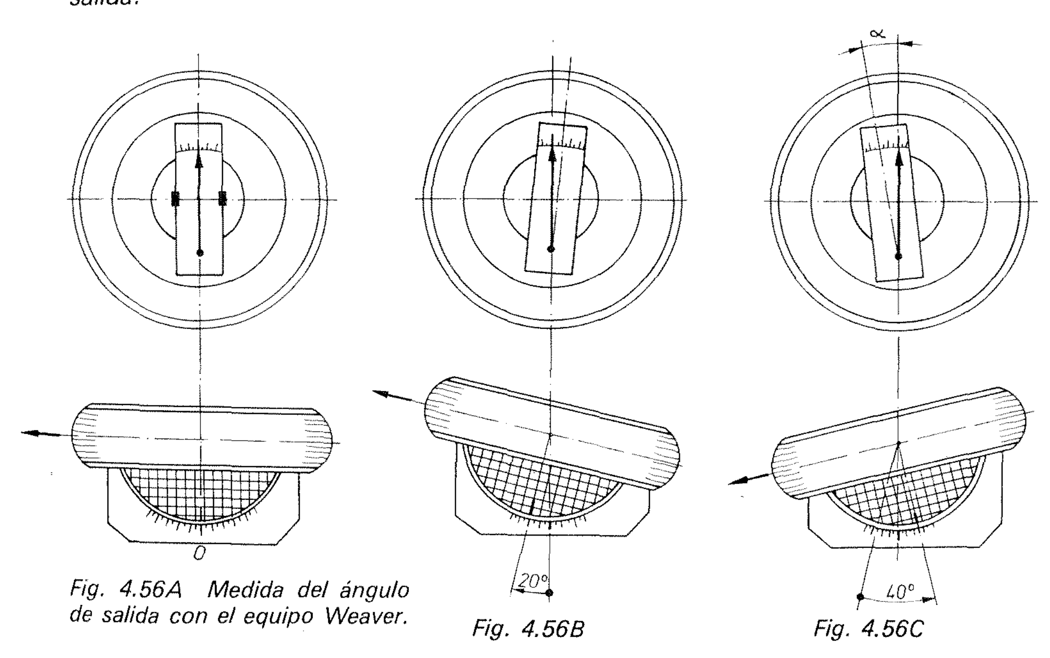


Fig. 4.55 Placa giratoria para la alineación de las ruedas.



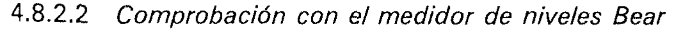


Fig. 4.56A Medida del ángulo de salida con el equipo Weaver. *Fig. 4.56B* *Fig. 4.56C*

4.8.2.2 *Comprobación con el medidor de niveles Bear*

La *comprobación del ángulo de salida* con el medidor de niveles Bear (figura 4.53) es mucho más rápida; la operativa a seguir es la siguiente:

1.° Se sitúan las ruedas delanteras como en el caso anterior, sobre las plataformas giratorias que acompañan al equipo, en posición de línea recta y con el índice de la escala en la plataforma a cero.

2.° Se fija el medidor por medio de su soporte mecánico sobre el buje de la rueda, de forma que quede centrado y perpendicular a la misma, nivelando el aparato por medio de los niveles hasta que quede horizontal.

3.° Se gira la rueda un ángulo de 20° en cualquier dirección y con el tornillo del adaptador se ajusta nuevamente el nivel para que la burbuja quede centrada sobre el cero de la escala superior.

4.° Se gira la rueda 40° en sentido contrario desde la posición anterior y se lee directamente sobre la escala *(Steering axis inclination)* la medida correspondiente al ángulo de salida o inclinación del pivote.

En la figura 4.54 puede verse su adaptación a la rueda.

4.8.2.3 *Corrección del ángulo de salida*

Teniendo en cuenta que este ángulo queda determinado en la fabricación del vehículo por el diseño en el ensamblaje del pivote con la mangueta, las desviaciones de lectura con repecto a la espcificada por el fabricante se deben generalmente a deformaciones producidas en el eje o en los elementos de suspensión. Por tanto, para corregir esta cota, debe actuarse sobre dichos elementos, bien por conformación mecánica o sustituyendo las piezas necesarias.

En la *corrección o reglaje del ángulo de salida* deben tenerse en cuenta los siguientes puntos:

— Si el error obtenido en la lectura es superior a los 5 grados, deben sustituirse las piezas necesarias para conseguir la cota correcta.

— Para errores inferiores a 5 grados, la corrección puede hacerse por conformación y regeneración del eje, por ajuste con suplementos o por sustitución de piezas, según lo que resulte más económico.

La conformación y regeneración de las piezas debe realizarse en frío, ya que tienen un tratamiento térmico que puede destruirse si se calientan.

Fig. 4.57

4.8.3 *Comprobación y reglaje del ángulo de caída*

El *ángulo de caída* o inclinación de la rueda se comprueba fácilmente por medio de una simple escuadra (fig. 4.57) colocada en el costado de la rueda. La inclinación se calcula por diferencia de medidas entre dos puntos *(A* y *B)* equidistantes del centro o eje de rueda. Esta diferencia suele estar comprendida de unos vehículos a otros entre 3 y 5 mm.

$$B = A + 3 \text{ a } 5 \text{ mm} \qquad [4.10A]$$

— *Valor del ángulo de caída.*

Con estos valores se puede determinar el ángulo (β) de caída por su función trigonométrica.

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{B - A}{h} \qquad [4.10B]$$

Este ángulo, como en el caso anterior, viene también determinado por la disposición de los elementos en el montaje; por tanto, sin posibilidad de reglaje a no ser por conformación o sustitución de las piezas.

— *Relación entre el ángulo de caída y el de salida.*

Como este ángulo de caída va ligado al ángulo de salida, si este último está bien, es casi seguro que el ángulo de caída también lo esté; de lo contrario, es que existe variación en el ángulo resultante ($\alpha + \beta$) debido a las deformaciones en la mangueta. No es corriente que se produzcan deformaciones en este elemento; por tanto, una variación fuera de tolerancia, con respecto a los datos indicados por el fabricante, indica que la lectura en el ángulo de salida está mal hecha o, por el contrario, es que existe deformación de la mangueta, que conviene sustituir.

Fig. 4.58 Comprobación de la caída con el medidor Weaver.

4.8.3.1 *Comprobación de la caída con medidor Weaver*

Para comprobar el *ángulo de caída* con este aparato:

1.° Se coloca el vehículo horizontalmente, apoyado en las placas giratorias y en posición de marcha en línea recta.

2.° Se marca con tiza una línea en el centro de la banda de rodadura y se su-

jeta el aparato a la rueda (fig. 4.58) de forma que quede centrado sobre la línea trazada anteriormente.

3.º Se actúa sobre el tornillo (5) (fig. 4.51) para que el cero de la escala superior coincida con la referencia (2) y se mueve el índice con el tornillo (7) hasta calar la burbuja del nivel. El valor indicado por el índice sobre la escala inferior determina el ángulo correspondiente a la caída en esa rueda.

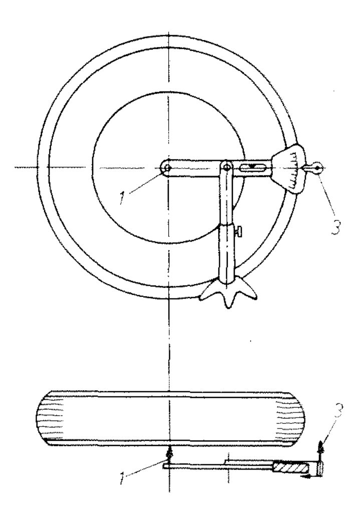


Fig. 4.60A

4.8.3.2 *Comprobación de la caída con el medidor de niveles*

Para verificar esta cota con el equipo *Bear de niveles* (fig. 4.53), basta colocar éste con su adaptador magnético sobre la mangueta, procurando que el pivote del soporte quede centrado sobre el punto de mecanizado de la misma. En esta posición se puede leer directamente sobre la escala exterior izquierda (Camber) el ángulo correspondiente a esta cota.

4.8.4 *Comprobación y reglaje del ángulo de avance*

El *ángulo de avance* (γ) queda también determinado (fig. 4.59) por el ángulo que forma la prolongación de la cuerda del arco *(R)* descrito por la punta de la mangueta en su giro y la horizontal, ya que como puede observarse en la figura estos dos ángulos son iguales. En este método se basan la mayoría de los aparatos de medida para comprobar este ángulo.

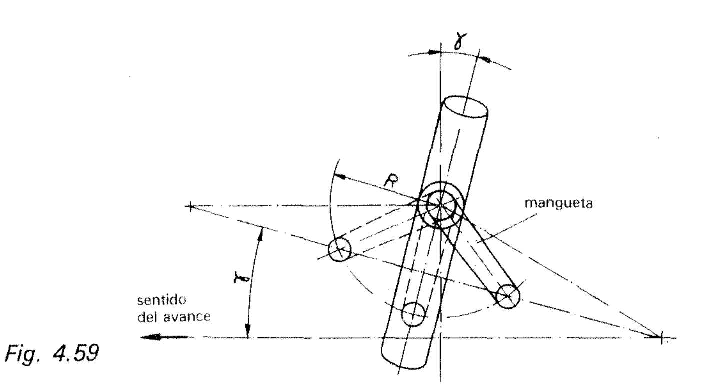


Fig. 4.59

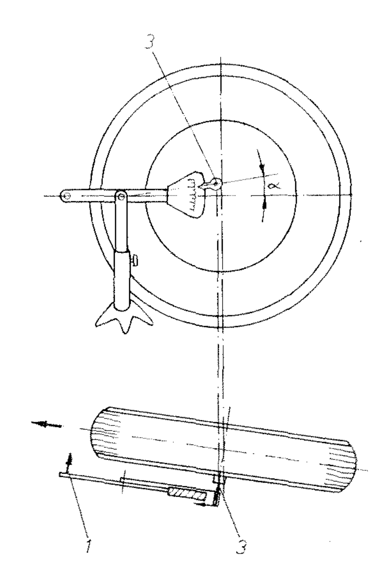


Fig. 4.60B

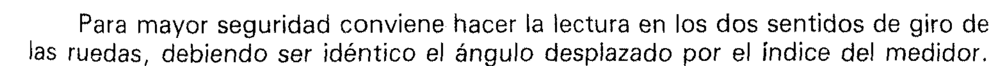
4.8.4.1 *Comprobación con el equipo mecánico Bear*

Para realizar esta comprobación con el sencillo equipo *Bear* de la figura 4.52:

1.º En primer lugar se colocan las ruedas en posición de marcha en línea recta y se sitúa el medidor frente a la rueda (fig. 4.60A).

2.º Se ajusta la altura del índice fijo (1) sobre el centro de la mangueta y se cala el nivel para mantener el indicador en posición horizontal.

3.º Con el índice móvil (3) calado en el cero de la escala, se gira la rueda 20° en uno de los dos sentidos, con lo cual el extremo de la mangueta habrá subido o bajado según el sentido de giro que se haya dado. Haciendo coincidir en esta posición el índice móvil sobre el extremo de la mangueta, éste se desplaza un ángulo (γ) (fig. 4.60B) que se lee directamente en la escala graduada que corresponde al ángulo de avance.



Para mayor seguridad conviene hacer la lectura en los dos sentidos de giro de las ruedas, debiendo ser idéntico el ángulo desplazado por el índice del medidor.

4.8.4.2 *Comprobación con el equipo Weaver*

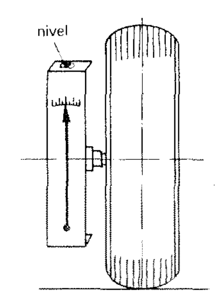


Fig. 4.61 Posicionado del medidor Weaver para comprobar el ángulo de avance.

Para realizar la medición con este aparato:

1.º Se coloca éste perpendicular a la rueda (fig. 4.61) y en posición vertical, por medio del nivel superior.

2.º Se gira la rueda 20° (medidos sobre la plataforma de apoyo de la rueda) y se mueve el índice con el tornillo (7) (fig. 4.51) hasta que el nivel del mismo quede calado.

3.º Se mueve la escala con el tornillo (5) hasta hacer coincidir el cero de la escala superior con el índice.

4.º Se gira la rueda 40° en sentido contrario y se cala nuevamente el nivel del índice. En esta posición se lee directamente el ángulo de avance sobre la escala.

4.8.4.3 *Comprobación con el medidor de niveles*

Si las anteriores comprobaciones se han efectuado con el medidor *Bear* de niveles, la adaptación del mismo para medir la caída sirve para medir este ángulo. Para ello basta girar la rueda hacia el interior 20° y calar la burbuja en el cero de la escala de la derecha (fig. 4.53).

Después se gira nuevamente la rueda hacia el exterior 40° desde la posición anterior y se lee el ángulo de avance (Carter) directamente sobre la escala. El avance es positivo cuando la burbuja queda situada en la zona *fuera* (OUT) y negativo si queda situada sobre la zona *dentro* (IN).

4.8.4.4 *Corrección del ángulo de avance*

Verificado el ángulo de avance por uno u otro sistema, si no coincide con el especificado por el fabricante, se procede a corregirlo actuando sobre los elementos de montaje de la mangueta, bien suplementando o conformando el muñón donde va montado el pivote.

En general las desviaciones producidas en este ángulo son debidas a deformaciones en el eje delantero o brazos de suspensión por golpes o excesivo trabajo en el giro de las ruedas. Para la corrección de esta cota deben tenerse en cuenta las observaciones reseñadas en el apartado 4.8.2.3.

4.8.5 *Comprobación y reglaje de la convergencia de las ruedas*

Las operaciones de comprobación y reglaje de la convergencia se efectúan según las instrucciones contenidas en los apartados siguientes.

4.8.5.1 *Comprobación de la convergencia*

Al ser esta cota una resultante directa de las cotas conjugadas de las otras tres, cualquier variación en cualquiera de ellas produce una desviación en la *convergencia.* Siendo esta cota la única de fácil corrección en el vehículo, para pequeñas desviaciones en las cotas de salida, caída y avance, en muchos talleres ante la dificultad de corrección en ellas se actúa corrigiendo la convergencia para compensar el efecto conjugado del conjunto.

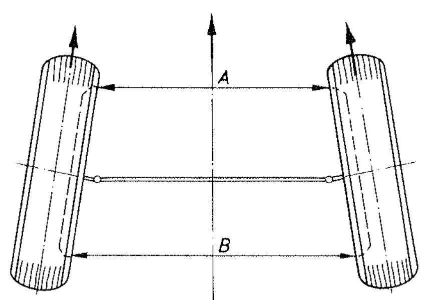


Fig. 4.62A Verificación de convergencia por diferencia de medidas.

— *Medición de la convergencia por medio de un reglón graduado.* Cuando se trata simplemente de comprobar y corregir la *convergencia* una vez verificadas las demás cotas, el sistema más sencillo actualmente empleado consiste en medir con un *reglón graduado* la diferencia de cotas entre dos puntos diametralmente opuestos a la rueda.

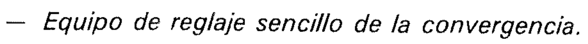
Para ello (fig. 4.62A), con los neumáticos inflados a la presión correcta, se sitúa el vehículo con las ruedas en posición de línea recta, se mide en *(B)* a la altura del eje de rueda y se marcan sobre la llanta dos trazos de referencia sobre los puntos de aplicación de la medida. Se giran las ruedas una media vuelta, desplazando el vehículo hacia adelante hasta situar los trazos en la parte delantera a la misma altura anterior u eje horizontal, y se mide nuevamente sobre los trazos en *(A).* La diferencia entre las dos medidas debe estar comprendida entre 2 a 4 mm.

$$B = A + 2 \text{ a } 4 \text{ mm} \quad [4.11]$$

4.8.5.2 *Reglaje de la convergencia*

Las desviaciones de la convergencia se corrigen actuando sobre los brazos de acoplamiento de las ruedas, acortando o alargando la longitud de la barra o las bielas de acoplamiento por medio de las rótulas de unión, hasta conseguir la cota especificada por el fabricante.

Durante esta operación, tanto en sistemas de barra única o con barras divididas, hay que prestar especial atención de mantener alineadas las ruedas para no alterar la geometría de giro, acortando o alargando la misma medida en cada rótula de su rueda correspondiente.



— *Equipo de reglaje sencillo de la convergencia.*

El equipo destinado a la comprobación de la convergencia (fig. 4.62B) consiste simplemente en un *reglón graduable* (1) provisto de *medidores independientes* para cada rueda (2) con *niveles de posición* y *topes de rueda,* que determinan las desviaciones de convergencia y medida a corregir por separado en cada una de las

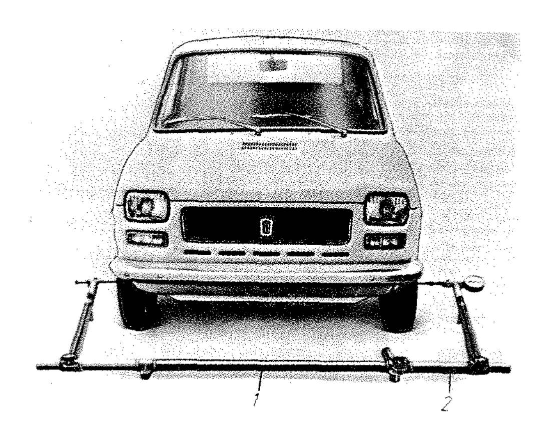


Fig. 4.62B Medición de la convergencia a la altura del eje.

ruedas. Se emplean además para posicionar el volante, verificar el paralelismo en las ruedas traseras y el paralelismo entre ejes.

— *Equipo más perfecto del reglaje de la convergencia.*

En los grandes servicios de asistencia, donde las dimensiones del local y los medios económicos lo permiten, se emplean *aparatos de instalación fija* (fig. 4.63) para la comprobación final de la alineación por deslizamiento lateral de arrastre en las ruedas.

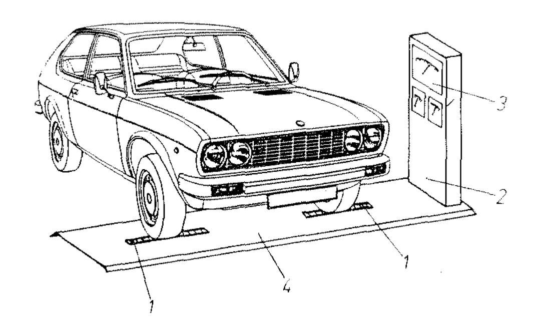


Fig. 4.63 Equipo para medir la convergencia.

Estos aparatos consisten en unas placas o *regletas móviles* (1) unidas a un *cuadro de control* (2), de forma que al pasar el vehículo en movimiento sobre ellas, si existe arrastre lateral de las placas lo indica el *medidor* (3), poniendo de manifiesto que existe defecto en algún componente de la alineación de las ruedas, principalmente en la convergencia.

Para efectuar la comprobación se pasa con el vehículo lentamente, a unos 3 a 5 km/h y en línea recta, por encima de la plataforma (4) donde están situadas las regletas móviles. Al entrar en contacto la cubierta con las regletas, si la alineación es correcta, la convergencia dada a las ruedas hace que éstas caminen en línea recta, no produciendo desviación alguna en las regletas.

La desviación producida en las regletas en uno u otro sentido, según sea el arrastre lateral producido por las ruedas, lo acusa instantáneamente la escala del medidor del cuadro, que viene graduado en metros de desviación por kilómetros de avance. El desgaste mínimo de las cubiertas delanteras se obtiene entre 0 y 1 metro de desviación en la escala; las ruedas traseras deben indicar una desviación nula.

Las lecturas en el medidor por encima de estos valores, indican que debe realizarse una verificación y reglaje en las cotas de dirección para corregir el defecto.

4.8.6 *Verificación y reglaje del ángulo de viraje en las ruedas*

Al estudiar la geometría de giro se vio que cuando el vehículo toma una curva, el *ángulo de viraje* no es el mismo en las dos ruedas delanteras, condición indispensable para que el centro de rotación del vehículo sea común para todas las ruedas. Esto produce una posición divergente en las ruedas delanteras cuando se toma una curva, conociéndose esta divergencia como el ángulo que debe girar la rueda interior para un determinado ángulo de giro en la rueda exterior, en función de la vía y batalla del vehículo.

4.8.6.1 *Comprobación del ángulo de viraje*

Para *comprobar el ángulo de viraje,* se sitúan las ruedas delanteras en posición de marcha en línea recta (fig. 4.64A) sobre las placas giratorias de cualquier equipo de medida, de forma que el índice coincida con el cero de la escala. En esta posición se gira el volante en una dirección hasta que la rueda exterior alcance una desviación de 20° en la escala de la plataforma (fig. 4.64B) y se mide la lectura (β) correspondiente a la otra rueda. Esta comprobación debe efectuarse en los dos sentidos de giro, debiendo ser idéntico el ángulo interor (β) medido en ambas ruedas. El ángulo obtenido debe ser tal, que las prolongaciones de los ejes en ambas ruedas se corten en un punto común sobre la prolongación del eje trasero.

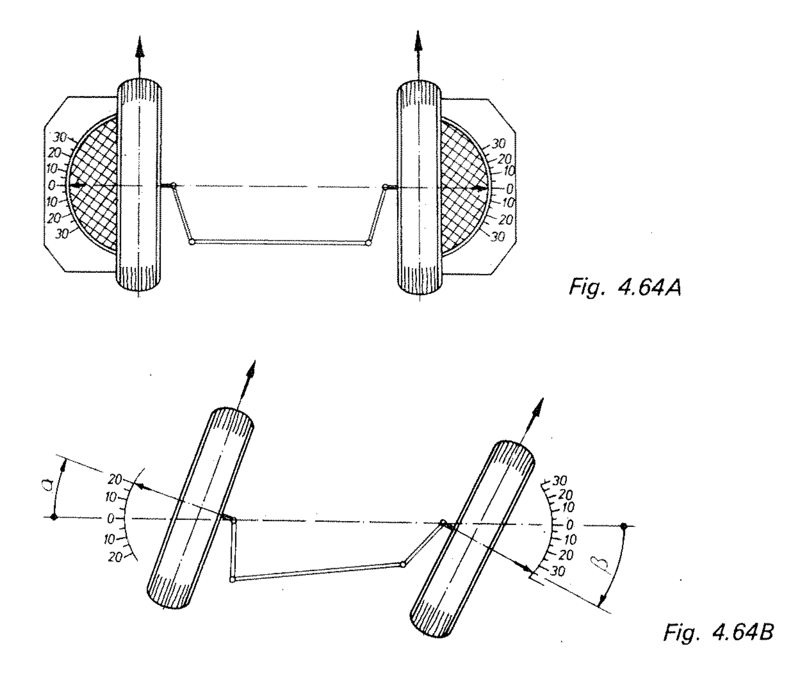


Fig. 4.64A

Fig. 4.64B

— *Desviaciones en el ángulo de viraje.* Las desviaciones o errores en el ángulo de viraje cuando las cotas de dirección son correctas, se deben principalmente a las siguientes causas:

- Mal reglaje en las barras de acoplamiento de las ruedas.
- Brazos de acoplamiento deformados.
- Paralelismo entre ejes incorrecto.
- Deformación en el eje trasero.
- Deformación en el bastidor o carrocería.

4.8.6.2 *Reglaje del ángulo de viraje*

El *reglaje de este ángulo* se realiza sobre los tres primeros puntos, sustituyendo el brazo que esté deformado, corrigiendo el paralelismo entre ejes o corrigiendo el reglaje en la convergencia de las ruedas. Las deformaciones producidas por deformación en el puente o bastidor, generalmente por colisión, entran a formar parte de una reparación general del vehículo, por afectar a unos órganos del mismo.

4.9 **Equipo de proyección luminosa para control de alineación**

Estos equipos de *aplicación moderna para el control de la alineación* en los vehículos, están diseñados para verificar con lecturas rápidas y de gran precisión las cotas de reglaje en la dirección. Se utilizan además para medir el bamboleo de las ruedas delanteras y la alineación entre ejes.

El equipo (fig. 4.65) está formado esencialmente por los siguientes elementos:

— Un *proyector luminoso* de alta precisión, equipado con lámpara de 12 voltios que emite sobre las pantallas de medida un haz luminoso de gran intensidad, con un sector oscuro en forma de índice para marcar con exactitud las graduacio-

1 proyector luminoso
2 placa plana para colocar debajo de la rueda
3 marco de montaje para carril-guía
4 barra extensible
5 espejo de ruedas de tres caras
6 placa de ajuste para espejo de rueda
7 portaespejo de rueda para llanta
8 dispositivo palpador para la alineación del vehículo

A B C D

objetivo Avance Caída Traza

Fig. 4.65 Equipo de proyección luminosa para control de alineación: A, *elementos del equipo;* B, *disposición para la medida;* C, *detalle de las piezas principales;* D, *pantalla graduada.*

nes sobre la escala. La nitidez de proyección se consigue por medio del objetivo regulable de que va provisto el proyector.

— Un *porta-proyector* para la fijación a las llantas de las ruedas y los *soportes* para la fijación fuera del vehículo.

— Dos *pantallas de lectura* con graduación izquierda y derecha para situarlas delante de las ruedas.

— *Barras extensibles de paralelismo,* regulables en función del ancho de vía y provistas de dos reglas graduables en medios milímetros.

— *Dos plataformas* de plato giratorio con sector graduado y sistema de bloqueo.

— *Regletas magnéticas* o con trípode graduadas en sus dos caras para alineación de ejes.

Todos estos elementos pueden ser utilizados como equipo móvil adaptándolos al vehículo para talleres con espacio reducido, adaptados sobre elevador de columnas (fig. 4.66) o en cabinas fijas de alineación (fig. 4.67).

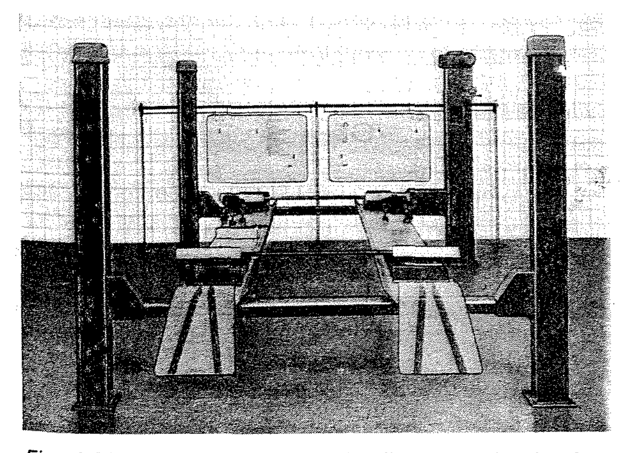


Fig. 4.66 Equipo medidor de la alineación de plataforma elevada.

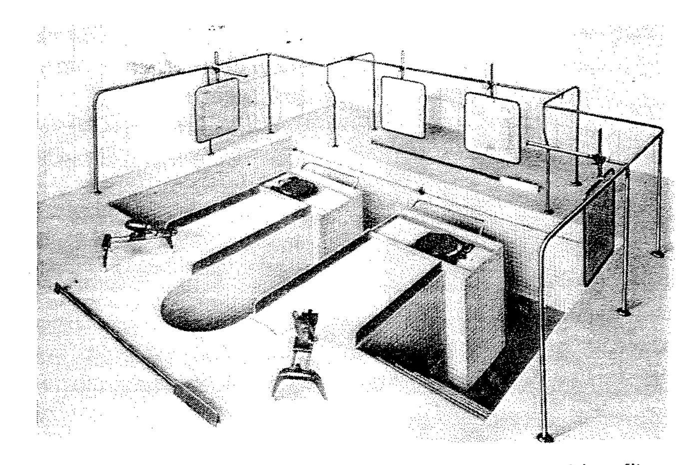


Fig. 4.67 Equipo medidor de la alineación de cabina fija o foso de trabajo.

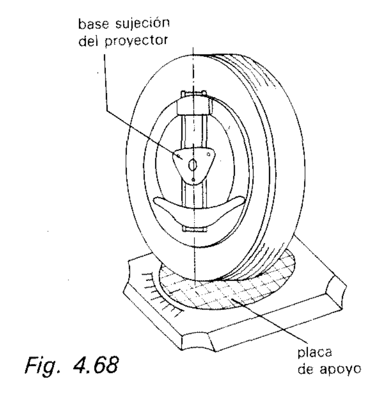


Fig. 4.68

4.9.1 *Montaje y preparación de los proyectores*

Situado el vehículo sobre las plataformas giratorias en posición de marcha en línea recta y bloqueados los platos con el índice en la posición cero, se fijan los porta-proyectores con su base magnética sobre las llantas de rueda (fig. 4.68), se centran las bases de sujeción de los proyectores sobre las manguetas y se monta en ellas los proyectores citados.

La instalación de los dos conjuntos de proyección debe realizarse cuidadosamente, ya que es importante para conseguir precisión en las medidas.

4.9.2 *Comprobación del ángulo de salida*

Para comprobar esta cota, se sitúan las pantallas de lectura frente al vehículo a una distancia de 1,40 m del centro de los platos giratorios (fig. 4.69A).

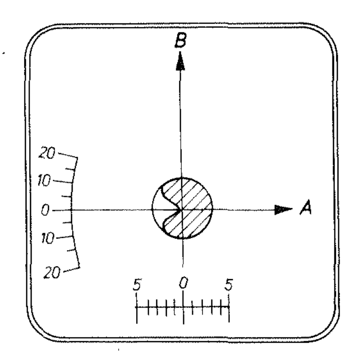


Fig. 4.69B

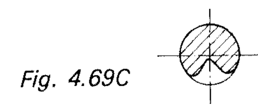
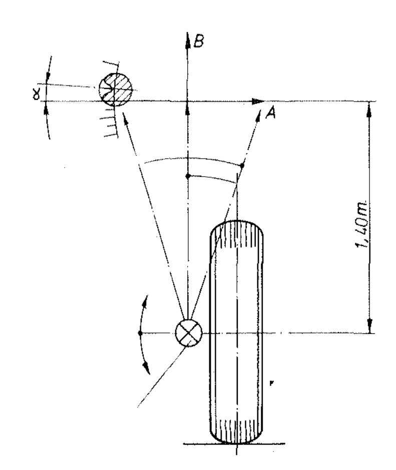


Fig. 4.69C



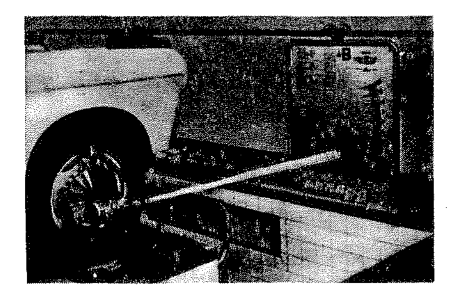


Fig. 4.69A *Medida del ángulo de salida.*

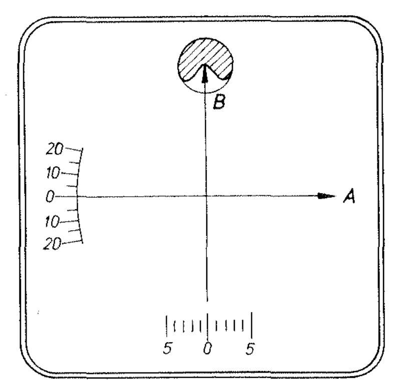


Fig. 4.70A

Con el proyector centrado sobre la rueda, se hace coincidir el haz luminoso con su índice en la intersección de las líneas *(A* y *B)* (fig. 4.69B) de la pantalla. Si el índice estuviera en posición vertical (fig. 4.69C), se gira la proyección un cuarto de vuelta, por medio del collar situado en el foco, hasta situarlo como se indica en la figura 4.69B.

En esta posición se gira el volante para que el índice de haz luminoso coincida con la flecha *(A)* de la pantalla, desplazando el proyector en sus guías sin cambiar la inclinación del mismo, hasta conseguir la coincidencia. A continuación, se gira el volante en sentido contrario hasta que el índice coincida con la escala lateral de la pantalla (fig. 4.69A) y se lee en ella el valor correspondiente al ángulo de salida *(king-pin).*

Después se realizan las mismas operaciones sobre la otra rueda para determinar este ángulo en ella.

Fig. 4.70B

Fig. 4.70C

4.9.3 *Comprobación del ángulo de caída*

Con la misma preparación del equipo para la lectura anterior:

1.º Se colocan de nuevo las ruedas en posición de línea recta y se centra el proyector sobre la mangueta, comprobando que los platos giratorios están colocados a cero.

2.º Se pone en funcionamiento el proyector con el índice en posición vertical y se hace coincidir el haz luminoso sobre la línea de referencia vertical de la pantalla (fig. 4.70A) con el índice sobre la flecha *(B).*

3.º Se gira el proyector hacia abajo hasta hacer coincidir el índice con la escala inferior y se lee en ella el ángulo correspondiente a la caída o inclinación de la rueda (Camber).

Si la proyección está situada sobre la zona de escala correspondiente hacia el centro del vehículo (fig. 4.70B) la caída es positiva y si el índice cae sobre la zona exterior de la escala (fig. 4.70C) la caída es negativa.

4.9.4 *Comprobación del avance*

Para realizar esta comprobación:

1.º Se sitúa el proyector en posición vertical y se monta el espejo ajustable que trae el equipo sobre la lente del proyector, de forma que la proyección del haz luminoso sea lateral (fig. 4.71).

2.º Se centra la lente sobre el eje de mangueta y se comprueba que las ruedas permanecen en línea recta con los platos giratorios calados a cero.

3.º Se sitúan las pantallas a los lados del vehículo, paralelas a las ruedas y a una distancia aproximada de 1,20 metros.

4.º Se pone en funcionamiento el proyector, centrando el haz luminoso sobre la línea horizontal *(A)* de la pantalla, y se gira la dirección hasta que el índice coincida con la flecha *(A)*, subiendo o bajando el enfoque hasta su coincidencia por medio del tornillo de reglaje que lleva el espejo.

5.º Se gira el volante en sentido contrario hasta llevar el índice del haz luminoso sobre la escala lateral (0-20) de la pantalla y se lee sobre ella el ángulo de avance *(Caster)*. Si la medida está por debajo del cero en la escala, el valor del ángulo de avance es positivo y si está por encima del cero en la escala, el avance es negativo.

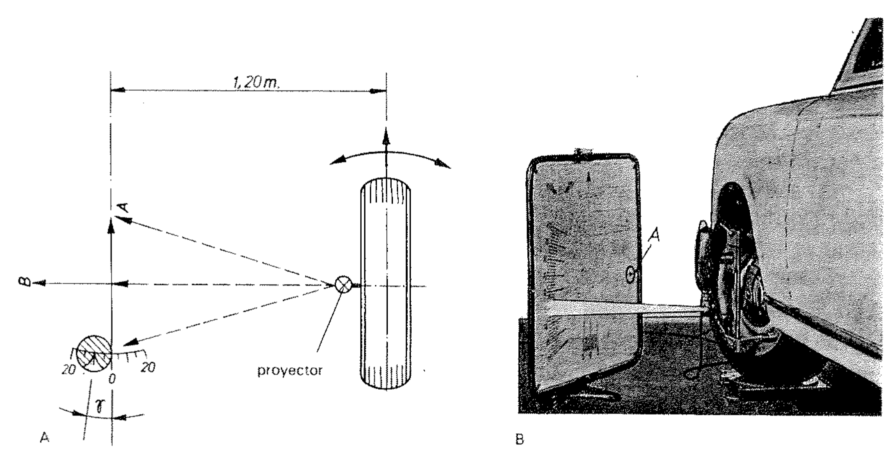


Fig. 4.71 Medida del ángulo de avance.

4.9.5 *Comprobación de convergencia*

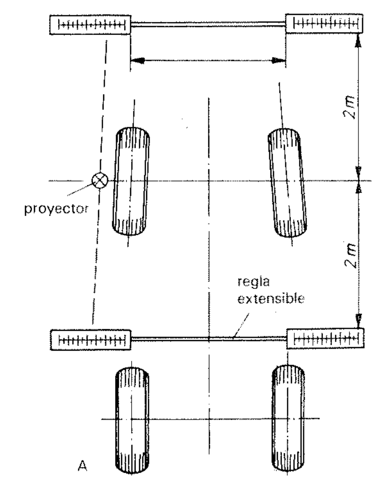
Para comprobar esta medida:

1.º Se sitúan las reglas extensibles por delante y por detrás de las ruedas delanteras (fig. 4.72), ajustadas al ancho de vía y a una distancia paralela al eje de unos 2 m.

2.º Se enfoca uno de los proyectores sobre la regla delantera, anotando la medida, y se gira el proyector hacia atrás, enfocándole sobre la regla trasera, desplazando la regleta para obtener la misma lectura en ambas reglas (delantera y trasera).

3.º En esta posición de las regletas, se enfoca el proyector situado en la otra rueda sobre la regla delantera y trasera y se anotan las medidas obtenidas; la diferencia es la convergencia en milímetros.

Si la lectura obtenida en la regla delantera es menor que en la trasera, la convergencia es positiva; en caso contrario, la convergencia es negativa.



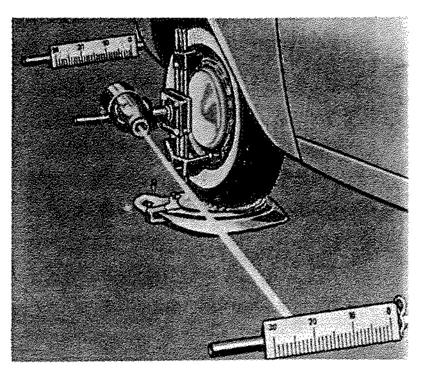


Fig. 4.72 Medida de convergencia.

4.9.6 *Bamboleo de las ruedas*

Para verificar el *bamboleo* o desequilibrado de las ruedas:

1.º Se colocan los proyectores centrados sobre las ruedas delanteras o traseras y se levanta el vehículo con el gato por delante o por detrás según las ruedas a comprobar.

2.º Se coloca una regleta de alineación por delante o por detrás del vehículo (según el eje a comprobar) y paralela al eje, con unos 2 m de separación (fig. 4.73).

3.º Se dirige el haz luminoso sobre una medida de referencia en la regla y se sujeta el proyector con una mano para mantener el foco de luz sobre la regla. Girando lentamente la rueda con la otra mano, se puede apreciar sobre la escala de la regla las desviaciones producidas por el bamboleo de la rueda en milímetros. Si la

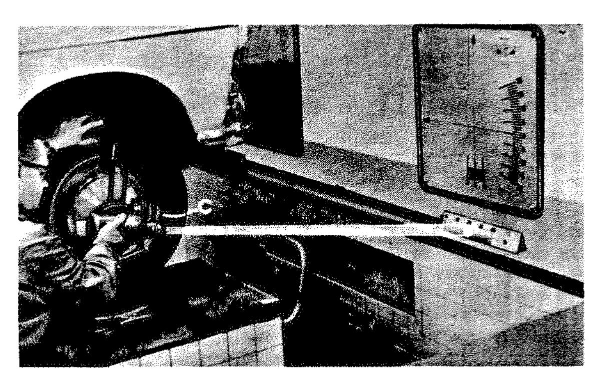


Fig. 4.73 Comprobación del bamboleo de las ruedas.

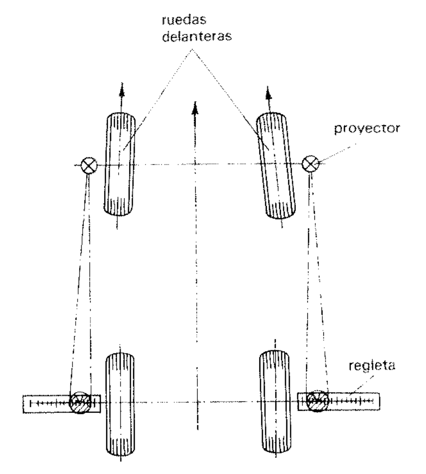


Fig. 4.74 Alineación de ruedas.

desviación máxima es superior a 3 mm, es conveniente realizar un equilibrado de rueda.

4.9.7 *Alineación entre ejes*

Para realizar esta operación, se sitúa, en primer lugar, el vehículo en posición de línea recta y se montan los proyectores sobre las ruedas delanteras centrados sobre las manguetas. Las reglas graduadas con un soporte magnético se colocan sobre los tapacubos de las ruedas traseras (fig. 4.74), de forma que el principio de la escala mire hacia el interior del vehículo.

En esta posición se dirige el haz luminoso sobre las regletas, comprobando la lectura obtenida en ambas. Si no son coincidentes, se mueve el volante hasta conseguir la misma medida en las dos regletas.

Como puede apreciarse, esta operación sirve para centrar correctamente el volante de dirección y poder medir sin errores el ángulo de viraje calando correctamente a cero los planos giratorios.

CUESTIONARIO

4.1 ¿Qué misión cumple la dirección en un vehículo?
4.2 ¿Qué cualidades debe reunir una dirección?
4.3 ¿Qué tipos de acoplamiento de ruedas se emplean en la tirantería de la dirección?
4.4 ¿Qué misión cumple el mecanismo del árbol de la dirección?
4.5 ¿Qué tipos de sin fin se emplean en los mecanismos de dirección simples y en qué consiste cada uno de ellos?
4.6 Tipos de mecanismos simples que se emplean en la actualidad y cómo funciona cada uno de ellos.
4.7 ¿Cómo funciona una dirección de cremallera y cómo se efectúa su reglaje?
4.8 ¿Qué se entiende por servomando y para qué se utiliza?
4.9 Elementos que componen una servodirección hidráulica.
4.10 Elementos que componen una servodirección neumática.
4.11 Explicar el funcionamiento de una servodirección hidráulica.
4.12 ¿Qué se entiende por alineación en un vehículo?
4.13 ¿En qué consiste la geometría de las ruedas?
4.14 ¿Cuáles son las cotas de reglaje en la dirección y qué misión tiene cada una de ellas?
4.15 ¿Qué condición debe cumplirse en la geometría de giro, para que el vehículo tome la trayectoria deseada?
4.16 Explicar los efectos de deriva en un vehículo en movimiento.
4.17 ¿Qué se entiende por infravirado y sobrevirado?
4.18 ¿Por qué son más estables los vehículos infraviradores que los sobreviradores y cómo se consigue este efecto?
4.19 ¿Cuáles son los defectos o averías más frecuentes que suelen presentarse en el sistema direccional y causas que las producen?
4.20 ¿A qué es debido el desgaste anormal en los neumáticos?
4.21 Indicar los tipos de aparatos empleados para medir la alineación en las ruedas y explicar cómo están constituidos.
4.22 ¿Cómo se comprueba la geometría de las ruedas con un medidor de niveles?
4.23 ¿Cómo se corrige la convergencia de las ruedas directrices? Precauciones a tener en cuenta al realizar la operación.
4.24 ¿Cómo se comprueba la salida y caída con el equipo de proyección luminosa?
4.25 ¿Cómo se comprueba el ángulo de viraje en las ruedas?

EJERCICIOS

1.º Una dirección que tiene un diámetro de 6 cm en el sin fin, ofrece un par de torsión para orientar las ruedas del vehículo de 1,2 kgf · m. Calcular el diámetro del volante a colocar para reducir el esfuerzo a realizar por el conductor a 5 kgf.

2.º Dibujar el circuito de mando en una servodirección hidráulica.

3.º Dibujar el circuito de mando en una servodirección neumática.

4.º Un vehículo tiene acoplada una dirección de mecanismo simple con reducción 18/1 atacando a la rueda izquierda. Calcular el ángulo de viraje en las ruedas, para un desplazamiento angular en el volante de 180° a la izquierda, sabiendo que la diferencia angular en las ruedas es de 2° 10′.

5.º Un vehículo, con ancho de vía de 1 280 mm y una batalla de 2 185 mm, lleva acoplada una dirección cuya relación de desmultiplicación es 20,2/1 y que proporciona un radio de giro mínimo de 5 m. Calcular el ángulo de viraje máximo en las ruedas.

6.º Un vehículo, con vía de 1 400 mm y batalla de 2 850 mm, efectúa un giro en la rueda exterior de 20°. Calcular el ángulo de viraje en la rueda interior y el radio de curva que puede tomar el vehículo con el giro efectuado.

7.º En un vehículo, con 2 750 mm de batalla y 1 200 mm de vía, al comprobar el ángulo de viraje para un giro en la rueda exterior de 20°, se obtiene un ángulo en la rueda interior de 26°. Calcular la desviación obtenida y el ángulo que le corresponde girar a dicha rueda para que se cumplan las condiciones de giro en el vehículo.

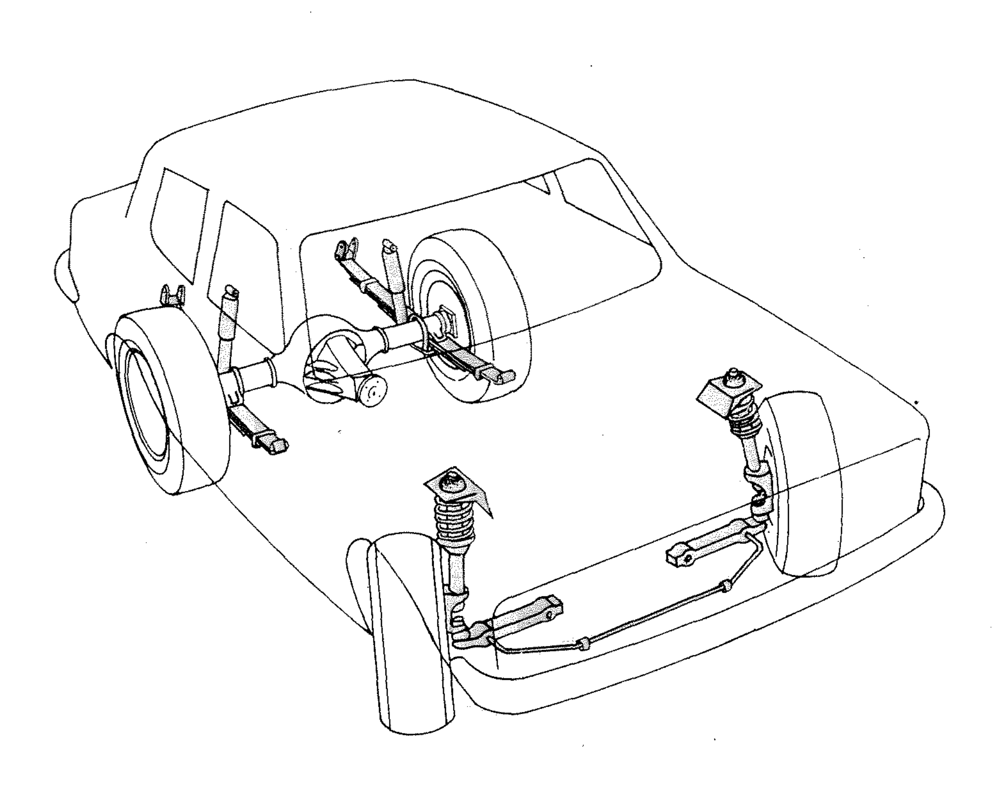
8.º En un vehículo, con rueda de 80 mm y que arrastra un peso de 2 800 kgf uniformemente repartido en sus ejes, sus ruedas directrices giran alrededor de un pivote separado del eje longitudinal de la rueda 72 mm, un ángulo de salida de 9°. Calcular:

1.º El par de giro que se obtiene en las ruedas.
2.º Siendo la longitud de la palanca de ataque de 18 cm, ¿qué esfuerzo habrá que aplicar a la misma para mover las ruedas?
3.º El esfuerzo a realizar en el volante con un mecanismo desmultiplicador de 12/1.

9.º La inclinación de rueda en un vehículo, medida con escuadra y regla, da una diferencia de medida de 4 mm entre dos puntos diametralmente opuestos a 50 cm. Calcular el ángulo de caída (β) que corresponde.

10.º Calcular el ángulo de avance que hay que dar al pivote de la rueda en un vehículo con diámetro de 60 cm, para que el punto de aplicación de la fuerza de impulsión corte a la línea de desplazamiento de 45 mm por delante del punto de rodadura de la rueda.

5. Estudio de la suspensión



OBJETIVOS

— *Establecer la misión que cumple el sistema de suspensión en el vehículo.*
— *Conocer los elementos que intervienen en la suspensión, su funcionamiento y características constructivas.*
— *Estudiar los diferentes sistemas de montaje empleados en la actualidad.*
— *Conocer las averías más frecuentes que pueden presentarse en la suspensión de un vehículo y analizar sus causas y efectos.*

EXPOSICIÓN DEL TEMA

5.1 Cometido de la suspensión

Se llama *suspensión* al conjunto de elementos elásticos que se interponen entre los órganos suspendidos (bastidor, carrocería, pasajeros y carga) y los órganos no suspendidos (ruedas y ejes).

Su misión es absorber las reacciones producidas en las ruedas por las desigualdades del terreno, asegurando así la comodidad del conductor y pasajeros del vehículo y, al mismo tiempo, mantener la estabilidad de éste.

La absorción de estas reacciones se consigue por la acción combinada de los neumáticos, la elasticidad de los asientos y el sistema de suspensión.

Cuando el vehículo circula por un terreno irregular, las ruedas están sometidas a una serie de impactos que se transmiten a la carrocería a través de los elementos de unión. Si el terreno es llano, las pequeñas irregularidades del mismo son absorbidas por la elasticidad de los neumáticos. Cuando las irregularidades son grandes, los impactos producidos serían acusados por los ocupantes del vehículo, de no mediar la suspensión; la unión elástica que ésta supone es capaz de absorber dichas reacciones.

5.2 Características que debe reunir la suspensión

Como los elementos de suspensión han de soportar todo el peso del vehículo, deben ser lo *suficientemente fuertes* para que las cargas que actúan sobre ellos no produzcan deformaciones permanentes.

A su vez, deben ser *muy elásticos,* para permitir que las ruedas se adapten continuamente al terreno (fig. 5.1). Esta elasticidad en los elementos de unión produce una serie de oscilaciones de intensidad decreciente que no cesan hasta que se ha devuelto la energía absorbida, lo que coincide con la posición de equilibrio de los elementos en cuestión; dichas *oscilaciones* deben ser amortiguadas hasta un nivel razonable que no ocasione molestias a los usuarios del vehículo.

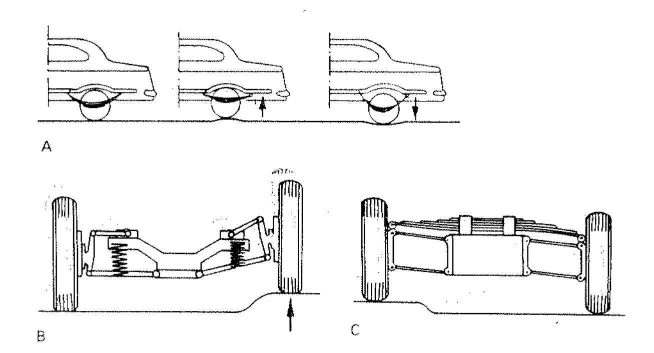


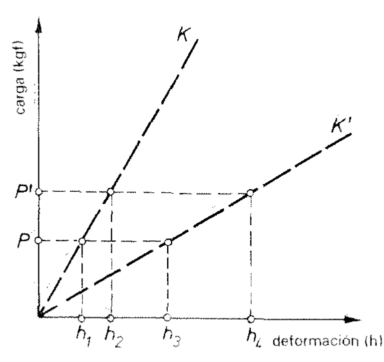
Fig. 5.1 Movimientos de las ruedas en terrenos accidentados: A, *efecto de la ballesta longitudinal;* B, *efecto de los muelles;* C, *efecto de la ballesta transversal.*

5.2.1 *Cálculo de las oscilaciones*

La experiencia demuestra que el margen de comodidad para una persona es de 1 a 2 oscilaciones por segundo; una cifra superior excita el sistema nervioso, aunque tampoco conviene bajar el valor mínimo porque se favorece el mareo.

Por tanto, para establecer una suspensión idónea —cifrada en una frecuencia de oscilación *(f)* de 60 períodos por minuto— es preciso considerar dos variables: carga que gravita sobre el órgano elástico y coeficiente elástico del mismo. Es

evidente que, en función de la carga (fig. 5.2A), se produce una deformación h = f (P) según el coeficiente elástico *(K)*. La energía empleada en la deformación es devuelta como reacción elástica en forma de oscilaciones (fig. 5.2B) cuyo período *(T)* vale:



K = coeficiente de elasticidad
P = carga aplicada
h = deformación elástica

Fig. 5.2A Diagrama elástico de un resorte de acero.

$$T = 2 \cdot \pi \sqrt{\frac{h}{g}} \qquad [5.1A]$$

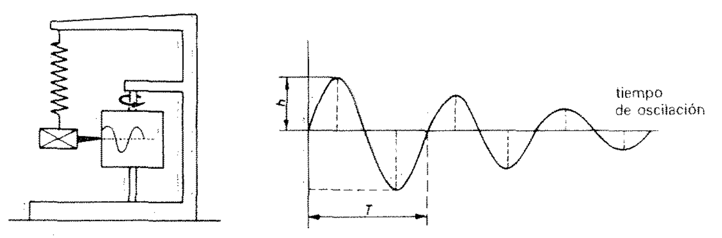
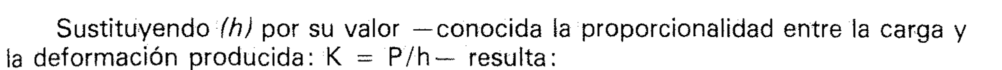


Fig. 5.2B Curva oscilante de un resorte.



Sustituyendo *(h)* por su valor —conocida la proporcionalidad entre la carga y la deformación producida: K = P/h— resulta:

$$T = 2 \cdot \pi \sqrt{\frac{P}{K \cdot g}} \qquad [5.1B]$$

$$T = 2 \cdot \pi \sqrt{\frac{m}{K}} \qquad [5.1C]$$

T = período o tiempo de oscilación en s
h = deformación producida en m
g = gravedad en m/s²
m = masa suspendida en kg
K = coeficiente elástico del muelle en kgf/m

Como el número de oscilaciones por unidad de tiempo o frecuencia de oscilación *(f)* es la inversa del período *(T)*, se puede establecer:

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi \sqrt{\frac{m}{K}}} \qquad [5.2]$$

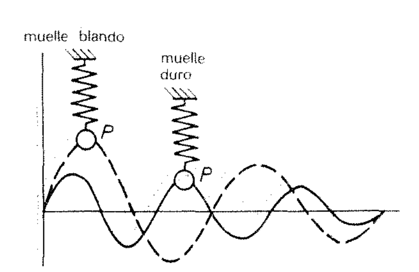


Fig. 5.3A Influencia de la dureza del muelle.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 1

Calcular el número de oscilaciones por segundo que se producen en un muelle cargado con un peso de 300 kgf, sabiendo que K = 50 kgf/cm.

Solución:

$$m = \frac{P}{g} = \frac{300}{9,81} = 30,58 \text{ kgf}$$

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi \sqrt{\frac{m}{K}}} = \frac{1}{6,28 \sqrt{\frac{30,58}{5\,000}}} = 2,04 \text{ Hz}$$

Un muelle blando tiene gran recorrido y pequeño número de oscilaciones bajo la carga (fig. 5.3A), mientras que un muelle duro tiene menor recorrido y mayor número de oscilaciones. Este mismo efecto se manifiesta (fig. 5.3B) al variar la carga que gravita sobre el muelle.

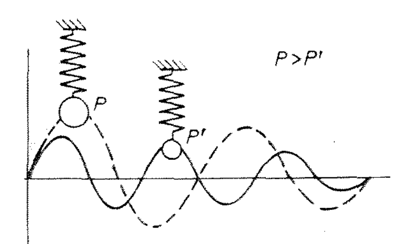


Fig. 5.3B Influencia de la carga del muelle.

5.2.2 *Influencia de la carga en la suspensión*

Si en los vehículos las cargas fueran constantes resultaría fácil adaptar una suspensión ideal, pero como esto no se da en ningún caso —al ser la carga variable, especialmente en vehículos de transporte— los elementos elásticos deben calcularse para que aguanten el peso máximo sin pérdida de elasticidad.

En estas condiciones es imposible obtener una suspensión ideal ya que, si se calcula para un peso mínimo, la suspensión resulta blanda en exceso cuando aquel aumenta; si se calcula para el peso máximo, entonces resulta dura cuando el vehículo marcha en vacío o con poca carga.

5.2.3 *Efectos de un elemento de flexibilidad variable*

Se ha visto, con la fórmula [5.1A], que el período aumenta con la deformación y disminuye cuando ésta es menor. Por tanto, si se mantiene la deformación constante, se consigue que el período no varíe, obteniendo, en este caso, una suspensión que se acerca a la ideal.

Para ello se tiene que colocar un elemento de unión cuya flexibilidad sea variable, de modo que, al aumentar la carga, aumente asimismo su rigidez para mantener constante la deformación.

Esto es muy difícil de conseguir con resortes metálicos; por tanto, las suspensiones basadas en este tipo de elementos (ballestas, muelles, barras de torsión, etcétera.) necesitan llevar acoplado un sistema *amortiguador de oscilaciones* que recoja la energía mecánica producida y evite su transmisión a la carrocería.

En las suspensiones neumáticas o hidroneumáticas se consigue la flexibilidad variable aumentando o disminuyendo la presión interna en sus elementos, como se verá al estudiar estos sistemas.

5.3 **Elementos de suspensión simples**

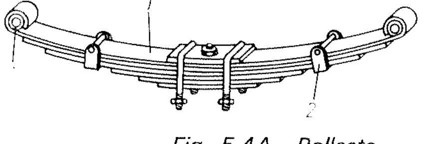


Fig. 5.4A Ballesta.

En las *suspensiones simples* se utilizan como elementos de unión, unos resortes de acero elástico en forma de *ballesta, muelle helicoidal o barras de torsión* que, como ya se ha visto, permiten que las ruedas se adapten a las desigualdades del terreno.

Estos elementos, como todos los muelles, tienen excelentes propiedades elásticas pero poca capacidad de absorción de energía mecánica, por lo que no pueden ser montados solos en la suspensión; necesitan el montaje de un elemento que frene las oscilaciones producidas en su deformación. Debido a esto, los resortes se montan siempre con un *amortiguador de doble efecto.*

5.3.1 *Ballestas*

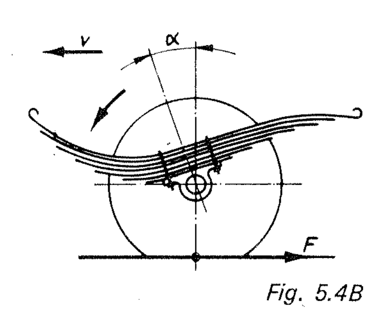


Fig. 5.4B

Las *ballestas* están constituidas (fig. 5.4A) por un conjunto de hojas o láminas de acero especial para muelles, unidas mediante unas abrazaderas (2) que permiten el deslizamiento entre las hojas cuando éstas se deforman por el peso que soportan. La hoja superior (1), llamada *hoja maestra,* va curvada en sus extremos formando unos ojos en los que se montan unos casquillos de bronce (3) para su acoplamiento al soporte del bastidor por medio de unos pernos o bulones.

El número de hojas y el espesor de las mismas está en función de la carga que han de soportar. Funcionan como los muelles de suspensión, haciendo de enlace entre el eje de las ruedas y el bastidor.

En algunos vehículos, sobre todo en camiones, además de servir de elementos de empuje, absorben con su deformación longitudinal (fig. 5.4B) la reacción en la propulsión.

Existe una abundante normalización sobre ballestas en las normas UNE 26 224-5-6-7 y 26 063.

5.3.1.1 *Montaje de las ballestas*

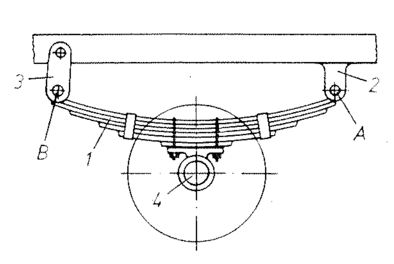


Fig. 5.5A Montaje longitudinal de una ballesta.

El montaje de las ballestas puede realizarse *longitudinal* (fig. 5.5A) o *transversalmente* (fig. 5.5D) al sentido de desplazamiento del vehículo.

— *Montaje longitudinal.*

El *montaje longitudinal* utilizado generalmente en camiones y autocares, se realiza montando la ballesta con un punto fijo *(A)* en la parte delantera de la misma (según el desplazamiento del vehículo) y otro móvil *(B)* (fig. 5.5A), para permitir los

movimientos oscilantes de la misma cuando se deforma con la reacción del bastidor (fig. 5.5B). El enlace fijo *(A)* se realiza uniendo directamente la ballesta (1) al soporte (2) y, la unión móvil *(B)*, interponiendo entre la ballesta (1) y el soporte un elemento móvil (3), llamado *gemela de ballesta.*

El montaje de la ballesta sobre el eje (4), puede realizarse con apoyo de la ballesta sobre el eje (fig. 5.5A) o con el eje sobre la ballesta (fig. 5.5C); este último montaje permite que la carrocería baje, ganando en estabilidad. La misión se realiza por medio de unas abrazaderas que enlazan la ballesta al eje.

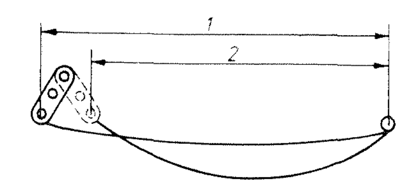


Fig. 5.5B Acción de la ballesta: 1, ballesta bajo carga; 2, ballesta sin carga.

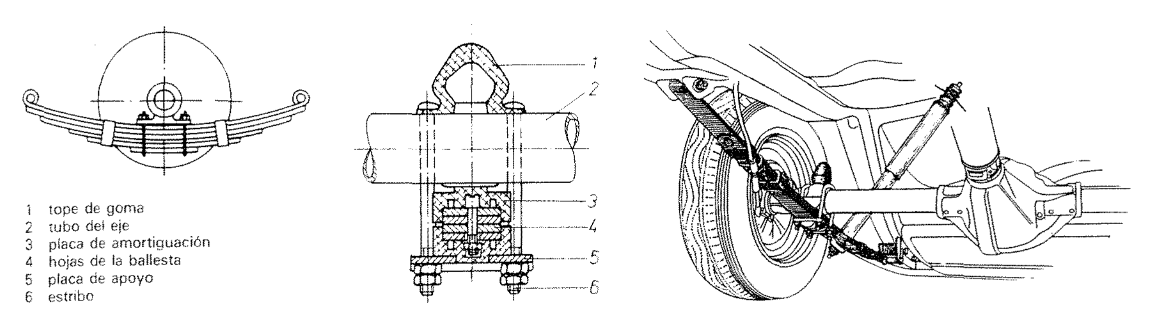


Fig. 5.5C Unión de la ballesta en el puente trasero.

— *Montaje transversal.*

El *montaje transversal,* utilizado generalmente en turismos, se realiza uniendo los extremos de la ballesta (1) al puente (2) o brazos de suspensión, con interposición de elementos móviles (3) (gemelas) y la base de la ballesta a una traviesa del bastidor o carrocería (fig. 5.5D).

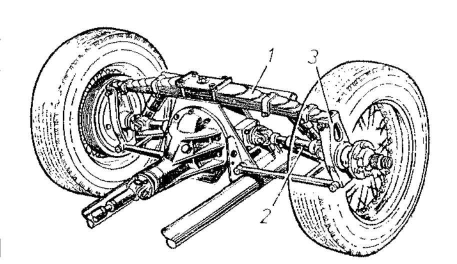


Fig. 5.5D Montaje transversal de la ballesta.

5.3.1.2 *Cargas sobre las ballestas*

Las ballestas están sometidas predominantemente a *esfuerzos de flexión.* En el caso más normal, cuando los dos extremos de la ballesta se hallan apoyados y la carga gravita en su centro, la carga se calcula en función de la sección transversal y la longitud de la ballesta (fig. 5.6) por medio de la fórmula:

$$F = \frac{N \cdot b \cdot e^2 \cdot \sigma}{6 \cdot l} \qquad [5.3]$$

F = semicarga de la ballesta aplicada en cada extremo en kgf
N = número total de hojas de la ballesta
l = longitud de la semicuerda de la ballesta en mm
b = ancho de las hojas en mm
e = espesor de las hojas en mm
σ = coeficiente de resistencia a la flexión o carga de trabajo de la pletina en kgf/mm^2

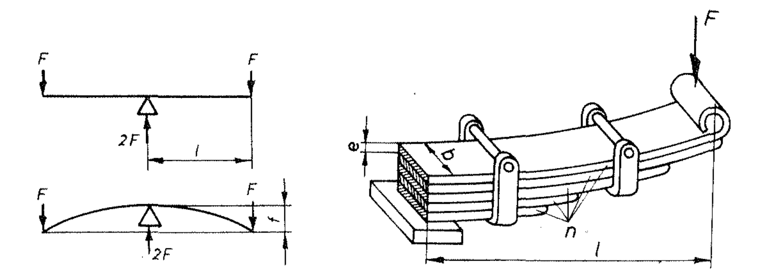


Fig. 5.6 Cálculo de una ballesta.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 2

¿Qué carga máxima soporta una ballesta que está formada por seis hojas de acero especial, cuyas dimensiones son 70 × 10 mm y una longitud de la semicuerda de la ballesta de 1 500 mm, sabiendo que el coeficiente de la resistencia a la flexión del material empleado es de 80 kgf/mm^2?

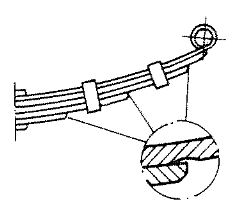


Fig. 5.7A Puntos de desgaste de las ballestas.

Solución:

Haciendo uso de la fórmula [5.3], resulta:

$$F = \frac{N \cdot e^2 \cdot b \cdot \sigma}{6 \cdot l} = \frac{6 \times 10^2 \times 70 \times 80}{6 \times 1\,500} = 373{,}33 \text{ kgf}$$

Como la carga *F* actúa en los dos extremos de la ballesta, la carga total que puede soportar es:

$$2\,F = 2 \times 373{,}33 = 746{,}66 \text{ kgf}$$

5.3.1.3 *Entretenimiento y recuperación de las ballestas*

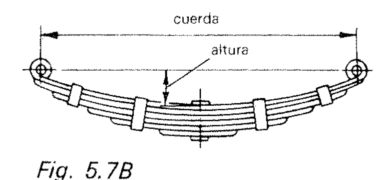


Fig. 5.7B

— *Engrase de las ballestas.*

El correcto funcionamiento de las ballestas exige una limpieza y un engrase periódico. Para realizarlo se procede, en primer lugar, a evitar que actúe carga sobre ella; para ello se eleva el chasis del vehículo. Una vez libre de carga se procede a su limpieza y mediante una ligera separación sucesiva de sus hojas se introduce entre ellas *grasa lubricante* a base de grafito.

Las zonas de mayor desgaste entre las superficies de deslizamiento suelen localizarse en los finales de las hojas (fig. 5.7A), impidiendo el deslizamiento y debilitando su función. Otra de las causas que producen estos mismos efectos es la oxidación; de aquí la necesidad de un engrase periódico.

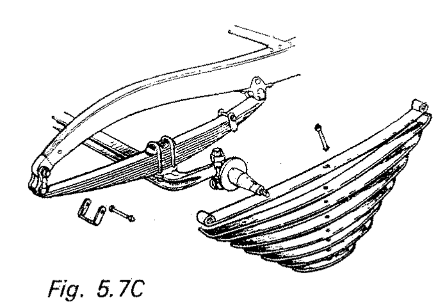


Fig. 5.7C

— *Recuperación de las ballestas.*

Por su trabajo continuo las ballestas pierden tensión con el tiempo y entonces no cumplen con su función cuando se las aplica la carga máxima. Una ballesta *ineficaz* es susceptible de recuperación desmontándola y dándole de nuevo el curvado que le corresponde.

Para ello se desmontan todas las hojas por medio de dispositivos especiales y es la hoja maestra la primera que se adapta a la curvatura ideal, que debe estar en función de la cuerda y su altura (fig. 5.7B). El resto de las hojas se curva ligeramente un poco más, de forma que todas las hojas distendidas y superpuestas deben dejar entre sí, en su parte central, un pequeño espacio intermedio (fig. 5.7C).

El curvado se realiza en frío por medio de una máquina especial de curvar y después se las da un nuevo temple. Las hojas de ballesta desgastadas deben ser sustituidas por otras nuevas de las mismas características.

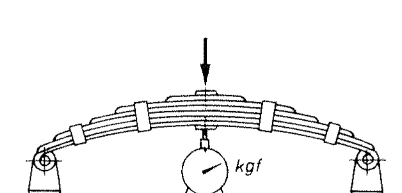


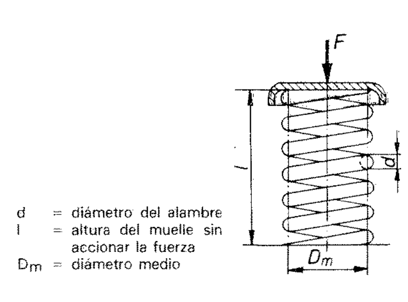
Fig. 5.7D Verificación de la tensión de la ballesta.

— *Verificación de las ballestas recuperadas.*

Una vez montadas las ballestas deben poseer igual elasticidad que de nuevas y, para comprobarlo, se mide por medio de una prensa de enderezar y un dinamómetro (fig. 5.7D). La presión a que se las somete debe ser la misma a la que están expuestas una vez montadas en el vehículo. La característica de elasticidad, que depende de su curvatura por flexión y su carga, se puede medir con toda precisión por medio de máquinas especiales de verificación.

Los pernos y los manguitos desgastados y descentrados ocasionan una defectuosa conducción de las ruedas; por esta razón, es conveniente revisar el estado de las suspensiones antes de su montaje.

5.3.2 *Muelles helicoidales*



Estos elementos mecánicos se utilizan modernamente en casi todos los turismos en sustitución de las ballestas, pues tienen la ventaja de conseguir una elasticidad blanda debido al gran recorrido del resorte sin apenas ocupar espacio.

— *Constitución de los muelles helicoidales.*

Consisten en un arrollamiento helicoidal de acero elástico formado con hilo de diámetro variable (de 10 a 15 mm); este diámetro varía en función de la carga que tienen que soportar; las últimas espiras son planas para facilitar el asiento del muelle sobre sus bases de apoyo (fig. 5.8A).

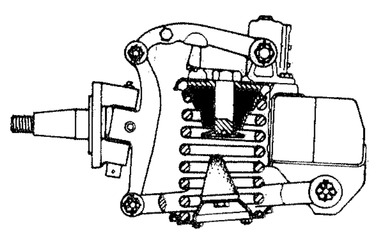


Fig. 5.8A

— *Características de los muelles helicoidales.*

No pueden transmitir esfuerzos laterales, y requieren, por tanto, en su montaje bielas de empuje lateral y transversal para la absorción de las reacciones de la rue-

da. Trabajan a *torsión,* retorciéndose proporcionalmente al esfuerzo que tienen que soportar (fig. 5.8B), acortando su longitud y volviendo a su posición de reposo cuando cesa el efecto que produce la deformación.

La *flexibilidad* de estos resortes está en función del número de espiras, del diámetro del resorte, del paso entre espiras, del espesor o diámetro del hilo, y de las características del material, pudiéndose conseguir una *flexibilidad progresiva* con diferentes diámetros de enrollado por medio de muelles helicoidales cónicos (figura 5.8C) o disponiendo muelles adicionales (fig. 5.8D). Esta última disposición es la más conveniente y generalizada. Con ella se consigue obtener una suspensión de flexibilidad variable en el vehículo. En efecto, cuando éste circule en vacío, sólo trabaja el muelle principal (1) (fig. 5.8D) y cuando la carga es capaz de comprimir el muelle hasta hacer tope con el auxiliar (2) se tiene un doble resorte, que, trabajando conjuntamente, soporta la carga sin aumentar la deformación, dando mayor rigidez al conjunto.

En la figura 5.8E puede apreciarse de forma gráfica las tres posiciones del muelle: sin montar, montado en el vehículo y el muelle bajo la acción de la carga.

Los muelles para autovehículos deben cumplir las normas de calidad especificadas en UNE 10 051.

a = fuerza de compresión
b = fuerza de torsión

Fig. 5.8B Fuerzas en un muelle helicoidal.

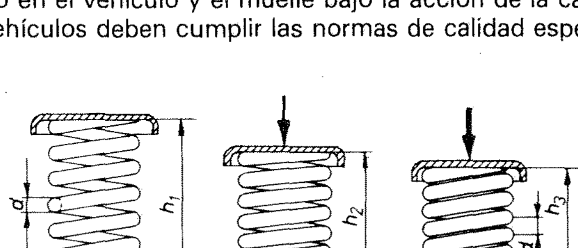
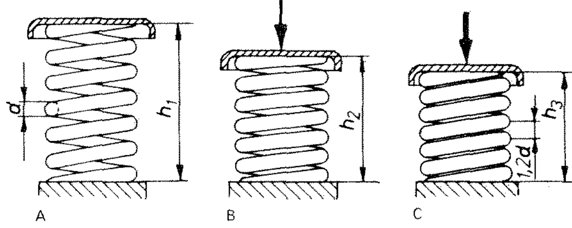



Fig. 5.8E Diversas posiciones del muelle: A, *sin montar;* B, *montado en el vehículo;* C, *con carga en el vehículo.*

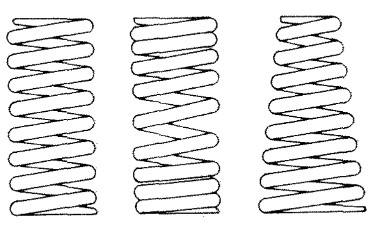


Fig. 5.8C Muelles helicoidales.

5.3.2.1 *Cálculos de proyecto de los muelles helicoidales*

La *carga admisible* de un resorte helicoidal, como se recordará está en función de:

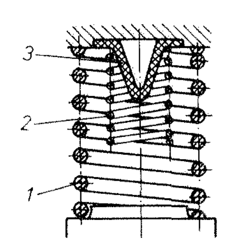
- Las características del material empleado.
- El diámetro o espesor de perfil de la varilla empleada.
- El diámetro medio del resorte.
- El número de espiras.
- La relación de arrollamiento.

La *tensión de torsión* (τ) permisible del material que se emplea en la fabricación de muelles se halla comprendido entre 25 y 35 kgf/mm².

La *relación de arrollamiento* (ω) se determina por la relación:

$$\omega = \frac{D_m}{d} \qquad [5.4]$$

D_m = diámetro medio del resorte
d = diámetro o espesor del alambre



1 muelle principal
2 muelle auxiliar
3 tope elástico

Fig. 5.8D

— *Cálculo de la carga que puede soportar un muelle.*

$$F = \frac{\tau \cdot \pi \cdot d^3}{8 \cdot K_c \cdot D_m} \qquad [5.5]$$

F = carga ejercida sobre el resorte en kgf
τ = tensión de torsión en kgf/mm²
K_c = coeficiente de corrección (se calcula por medió del gráfico de la figura 5.8F)

— *Cálculo de la deformación elástica.*

$$h = \frac{8 \cdot N \cdot D_m^3}{G \cdot d^4} \cdot F \qquad [5.6]$$

h = deformación elástica o flecha en mm
N = número de espiras
G = módulo de elasticidad transversal o de cortadura (para el acero vale 0,83 × 10^4 kgf/mm²)

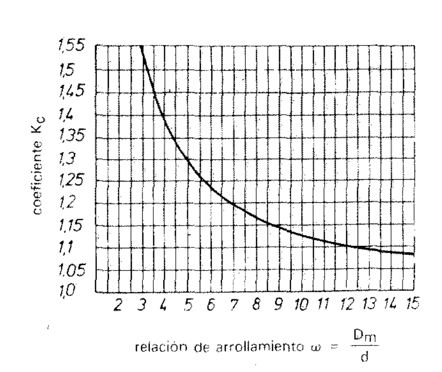


Fig. 5.8F Gráfica para el cálculo del coeficiente K_c.

— *Diámetro del alambre.*

$$d = \sqrt[3]{\frac{K_c \cdot 8 \cdot D_m}{\pi \cdot \tau} \cdot F} \qquad [5.7]$$

EJERCICIO RESUELTO

Problema 3

Un muelle helicoidal cilíndrico está construido con 15 espiras de alambre de 10 mm de diámetro y tiene un diámetro medio de arrollamiento de 90 mm. Calcular:

- La carga máxima que admite, sabiendo que la tensión de torsión es de 30 kgf/mm².
- El valor de la deformación elástica en el momento de actuar la carga máxima.

Solución:

— *Cálculo de la carga máxima.*

Buscando el valor de K_c en la figura 5.8F y aplicando la fórmula [5.5], se resuelve fácilmente el problema.

Para hallar el valor K_c se determina en primer lugar el valor de la relación de arrollamiento:

$$\omega = \frac{D_m}{d} = \frac{90}{10} = 9$$

A este valor le corresponde en el diagrama $K_c = 1{,}15$, por tanto:

$$F = \frac{\tau \cdot \pi \cdot d^3}{8 \cdot K_c \cdot D_m} = \frac{30 \times 3{,}14 \times 10^3}{8 \times 1{,}15 \times 90} = 113{,}76 \text{ kgf}$$

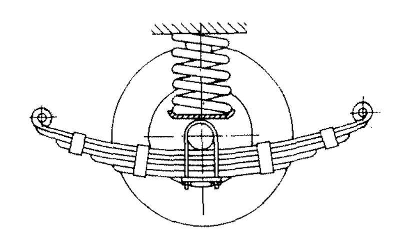


Fig. 5.9 Amortiguación mixta.

— *Cálculo de la deformación elástica.*

El valor de la flecha de deformación se calcula por medio de la fórmula [5.6]:

$$h = \frac{8 \cdot N \cdot D_m^3}{G \cdot d^4} \cdot F = \frac{8 \times 15 \times 90^3}{0{,}83 \times 10^4 \times 10^4} \times 113{,}76 = 119{,}9 \text{ mm}$$

Las espiras de un muelle helicoidal no deben, en su función elástica, hacer contacto entre sus espiras; es decir, que la deformación tiene que ser menor que el paso del muelle por el número de espiras. De ocurrir lo contrario, cesa el efecto del muelle y entonces las sacudidas por la marcha del vehículo se transmiten de forma directa al chasis.

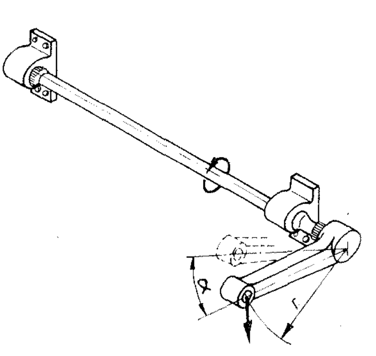


Fig. 5.10A Barra de torsión.

5.3.3 *Montajes mixtos*

Combinando dos o más elementos elásticos se logra un *elevado efecto progresivo de flexión.* Por ejemplo, se utiliza la amortiguación característica de la ballesta en colaboración con resortes (fig. 5.9). Este tipo de combinaciones son especialmente adecuadas para vehículos industriales.

5.3.4 *Barra de torsión*

Este tipo de resorte utilizado en algunos turismos con suspensión independiente, está basado en el principio de que si a una varilla de acero elástico sujeta por uno de sus extremos se le aplica por el otro un esfuerzo de torsión, esta varilla tenderá a retorcerse, volviendo a su forma primitiva por su elasticidad cuando cesa el esfuerzo de torsión (fig. 5.10A).

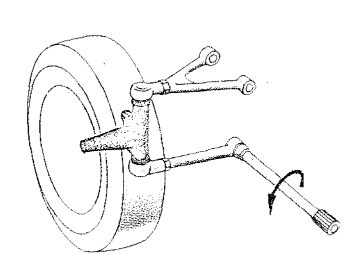


Fig. 5.10B Montaje de la barra de torsión.

— *Disposición y montaje de las barras de torsión.* El montaje de estas barras sobre el vehículo se realiza (fig. 5.10B) fijando uno de sus extremos al chasis o carrocería, de forma que no pueda girar en su soporte, y en el otro extremo se coloca una palanca solidaria a la barra unida en su extremo libre al eje de la rueda. Cuando ésta suba o baje por efecto de las desigualdades del terreno, se producirá en la barra un esfuerzo de torsión cuya deformación elástica permite el movimiento de la rueda.

Las *barras de torsión* se pueden disponer paralelamente al eje longitudinal del bastidor (fig. 5.10C) o también transversalmente a lo largo del bastidor (figu-

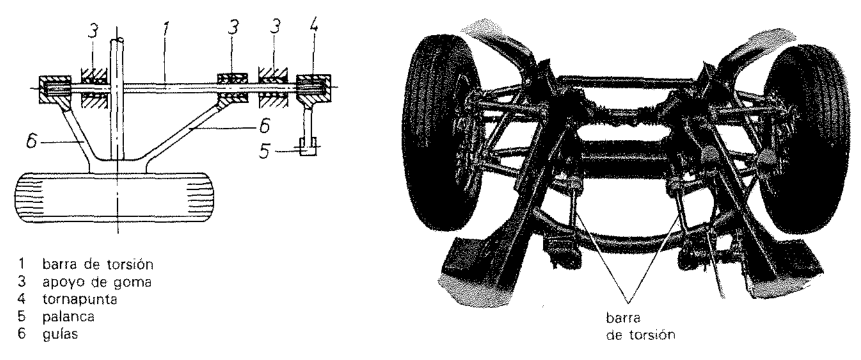


Fig. 5.10C Montaje longitudinal de la barra de torsión.

ra 5.10D). En vehículos con motor y tracción delanteros se monta una disposición mixta (fig. 5.10E) con las barras de torsión situadas longitudinalmente para la suspensión delantera y transversalmente para la suspensión trasera.

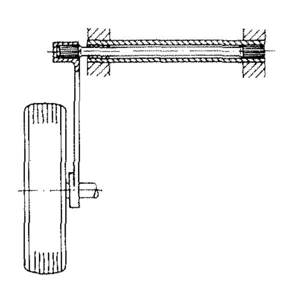
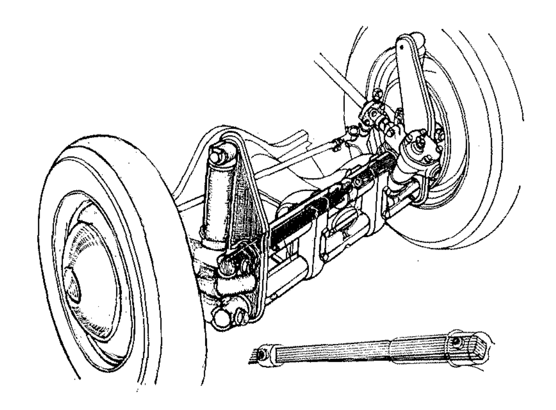


Fig. 5.10D Montaje transversal de la barra de torsión.



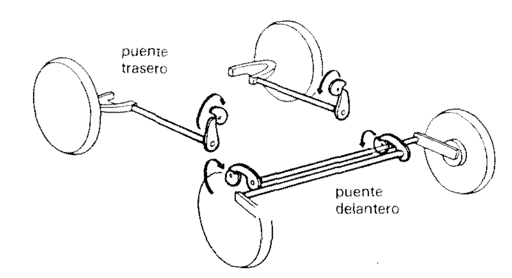


Fig. 5.10E Disposición mixta.

5.3.5 *Barras estabilizadoras*

Cuando el vehículo toma una curva (fig. 5.11A), por la acción de la fuerza centrífuga se carga el peso del coche sobre las ruedas exteriores, con lo cual la carrocería tiende a inclinarse hacia ese lado con peligro de vuelco y la correspondiente molestia para sus ocupantes.

Para evitar esto se montan sobre los ejes delantero y trasero las *barras estabilizadoras* (fig. 5.11B), que consisten esencialmente en una barra (1) de acero elástico cuyos extremos se fijan a los soportes (2) de suspensión de las ruedas; de esta forma, al tomar una curva, como una de las ruedas tiende a bajar y la otra a subir (fig. 5.11A), se crea un par de torsión en la barra (fig. 5.11C) que absorbe el esfuerzo y se opone a que esto ocurra, e impide, por tanto, que la carrocería se incline a un lado, manteniéndola estable. El mismo efecto se produce cuando una de las ruedas encuentra un bache u obstáculo, creando, al bajar o subir la rueda, un par de torsión en la barra que hace que la carrocería se mantenga en posición horizontal.

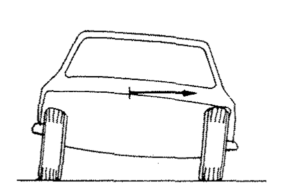


Fig. 5.11A

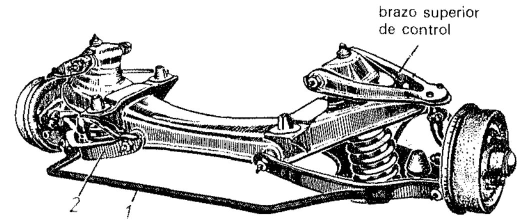


Fig. 5.11B Montaje de la barra estabilizadora.

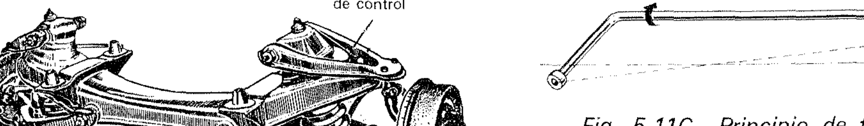


Fig. 5.11C Principio de funcionamiento de una barra estabilizadora.

5.3.6 *Amortiguadores*

Estos elementos son los encargados de *absorber las vibraciones de los muelles* (resortes), convirtiendo en calor la energía cinética de la masa oscilante.

Cuando la rueda encuentra un obstáculo o bache, el muelle se comprime o se alarga, recogiendo la energía mecánica producida por el choque, energía que devuelve a continuación, por efecto de su elasticidad, rebotando sobre la carrocería,

ya que es el punto móvil del sistema. Este rebote en forma de vibraciones es el que tiene que frenar el amortiguador, recogiendo, en primer lugar, el efecto de compresión y luego el de reacción del muelle, actuando de freno en ambos sentidos; por esta razón reciben el nombre de amortiguadores de *doble efecto* (fig. 5.12A).

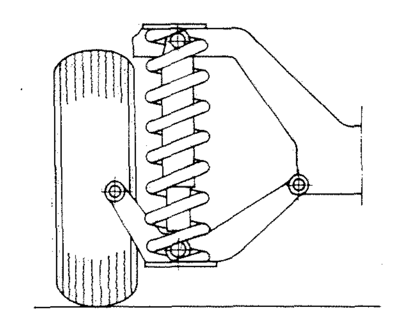


Fig. 5.12A Montaje del amortiguador y el muelle.

5.3.6.1 *Amortiguadores telescópicos*

Los amortiguadores más empleados en la actualidad son los del tipo *telescópico* de funcionamiento hidráulico. Están constituidos (fig. 5.12B) por dos tubos concéntricos (1) y (2) cerrados por la parte superior con la empaquetadura (3), a través de la cual se desliza el vástago (4) unido a otro tubo abierto (5), que hace de campana protectora, y al anillo (6) de sujeción a la carrocería. Por el interior del tubo (2), unido al extremo del vástago (4), se desliza el pistón (7), el cual lleva unos orificios de paso de aceite (11) que se cierran por la parte superior con la válvula de membrana (8) y el paso central (12) con la válvula (9). El tubo interior (2) se comunica con el exterior por su parte inferior a través de la válvula de membrana (10). Todo el conjunto forma tres cámaras que se rellenan de un aceite fluido; dichas cámaras son: la *superior (A)*, la *inferior (B)* y la de *reserva o compensación (C)*.

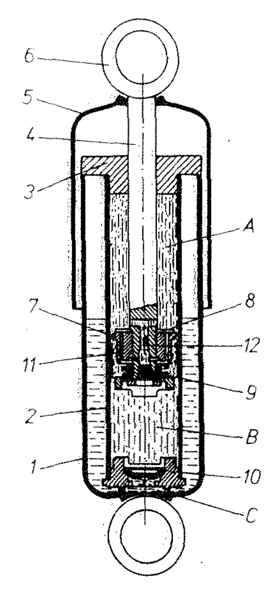


Fig. 5.12B Amortiguador hidráulico telescópico.

— *Funcionamiento de estos amortiguadores.*

Cuando la rueda encuentra un obstáculo empuja los tubos concéntricos (1) y (2) hacia arriba, con lo cual el aceite contenido en la cámara *(B)* pasa a través de las válvulas (11) a la cámara superior *(A)*; otra parte del aceite rebosa a la cámara de compensación *(C)* y frena, de esta forma, por el paso lento del aceite a través de los orificios calibrados, el golpe seco producido por la compresión del muelle. Cuando se produce el rebote o reacción del muelle, éste es frenado por el amortiguador que actúa de forma inversa, pasando el aceite de las cámaras *(A* y *C)* a la cámara *(B)*.

De esta forma, la energía desarrollada por el muelle en la compresión y reacción es recogida por el amortiguador y empleado en comprimir el aceite en su interior. La energía, transformada en calor, es absorbida por el líquido.

Como el amarre de los resortes se realiza entre el elemento suspendido y el eje oscilante de las ruedas, los amortiguadores se montan también sujetos a los mismos elementos, con el fin de que puedan frenar así las reacciones producidas en ellos por los resortes. Esta unión se realiza con interposición de tacos de goma, para obtener un montaje elástico y silencioso de los mismos.

La temperatura ambiente y el calor absorbido por el aceite en el funcionamiento de los amortiguadores hidráulicos, influyen sobre la viscosidad del líquido, haciendo que el mismo pase con más o menos dificultad por las válvulas que separan las cámaras, resultando una suspensión más o menos amortiguada. Por esta razón, en invierno, en los primeros momentos de funcionamiento, se observa una suspensión más *dura*, ya que el aceite, debido al frío, se ha hecho más denso; en verano, o cuando el vehículo circula por un terreno irregular, el aceite se hace más fluido y se nota una suspensión más *blanda*.

5.3.6.2 *Amortiguador de balancín*

Este tipo de amortiguador, constituido por dos cilindros opuestos, está basado en los mismos principios de funcionamiento hidráulico que el anterior y también es de *doble efecto*. Está constituido (fig. 5.13) por un cilindro (1) con dos pistones desplazables (2), los cuales llevan unas válvulas (4) de apertura y cierre para el paso de aceite de una cámara a la otra a través de los orificios, según el desplazamiento de los pistones (2) producido por la bieleta (3) unida al eje de rueda por medio de la palanca articulada (5) en cuyo extremo (6) actúa el esfuerzo *F*.

Tiene la ventaja de tener menos altura que los de tipo telescópico; debido a esta ventaja se adaptan mejor a carrocerías de piso bajo, pero permiten un menor recorrido del muelle, lo que hace que la suspensión resulte más dura.

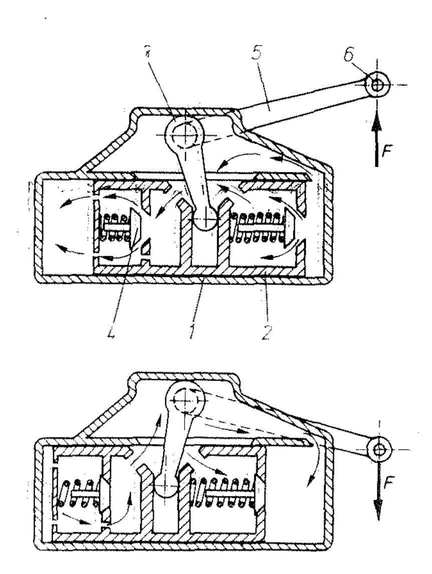


Fig. 5.13 Amortiguador hidráulico de biela oscilante.

5.4 **Sistemas de montaje**

Según el tipo de elementos empleados y la forma de montaje de los mismos, existen varios sistemas de suspensión, todos ellos basados en el mismo principio de funcionamiento. Constan de un sistema elástico, amortiguación y barra estabilizadora independientes para cada uno de los ejes del vehículo.

5.4.1 *Suspensión delantera*

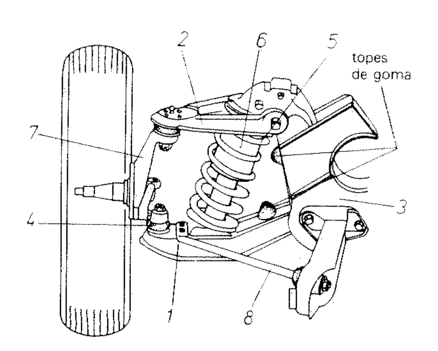


Fig. 5.14 Suspensión por trapecio articulado.

Actualmente, la mayoría de los vehículos han adoptado para las ruedas delanteras la *suspensión independiente* en cada rueda. Este sistema tiene la ventaja sobre el eje rígido de disminuir el peso muerto no suspendido; es decir, el peso cuyos movimientos no son amortiguados. Por otra parte no se comunican a las ruedas los choques y vibraciones independientes, permaneciendo aquellas en mejor contacto con el terreno, cualesquiera que sean las oscilaciones del bastidor. También se puede aumentar la flexibilidad de los resortes sin temor al cabeceo, lo que permite una marcha más confortable y una dirección segura.

Entre los sistemas más empleados en la actualidad para las ruedas delanteras, se puede destacar los siguientes:

- Suspensión por trapecio articulado.
- Suspensión por ballesta y brazo articulado.
- Suspensión tipo *Mac Pherson.*

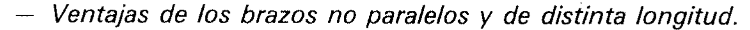
5.4.1.1 *Suspensión por trapecio articulado*

— *Constitución de este tipo de suspensión.*

Este sistema (figs. 5.11B y 5.14) está constituido por dos trapecios o brazos oscilantes (1) y (2) unidos a la traviesa (3) sobre la que se apoya la carrocería. En los vértices de estos trapecios se unen la mangueta (7) a través de dos rótulas (4).

Entre el trapecio inferior (1) y la traviesa (3) o carrocería, se coloca el resorte helicoidal (5) en unos huecos que llevan para el asiento del muelle y se amarra el amortiguador (6) que va colocado por el interior del mismo. Al trapecio inferior (2) y a la traviesa se fija la barra estabilizadora (8) con interposición de tacos de goma.

La disposición de todo el conjunto, condiciona el comportamiento de las ruedas cuando el vehículo pasa sobre las irregularidades del terreno que, a su vez, afectan a la dirección, estabilidad y desgaste de los neumáticos.



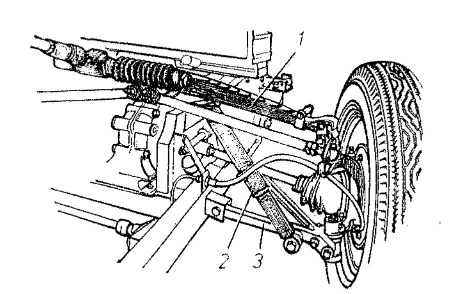


Fig. 5.15 Suspensión de las ruedas delanteras de mando en ballesta y brazo articulado.

— *Ventajas de los brazos no paralelos y de distinta longitud.*

Si los trapecios son de igual longitud ocurre que, al subir y bajar en los baches, las ruedas se mantienen en la verticalidad y en las curvas se inclinan hacia afuera, acompañando a la carrocería y disminuyendo su superficie de contacto. En los diseños modernos los brazos no son paralelos ni de igual longitud, ya que el superior es más corto, con lo que la rueda, al tomar los baches, se inclina ligeramente hacia adentro. Esto mejora su comportamiento en las curvas, ya que al inclinarse hacia afuera por efecto del peso, contrarresta este ángulo manteniéndolo perpendicular al suelo y evitando así el desgaste irregular de los neumáticos.

5.4.1.2 *Suspensión con ballesta y brazo articulado*

Este tipo de montaje (fig. 5.15) está constituido por una ballesta (1) colocada transversalmente, haciendo la función del muelle, un amortiguador (2) y una barra estabilizadora, sujetos al trapecio inferior (3) o brazo articulado.

5.4.1.3 *Suspensión tipo Mac Pherson*

Este tipo de suspensión adoptado en algunos coches ingleses y conocida con el nombre *Mac Pherson* (fig. 5.16), en lugar de doble brazo oscilante llevan un *brazo único,* tirante de arriostramiento y soporte telescópico en cada rueda delantera acoplado a la parte superior de la mangueta.

En el interior de este tubo se acopla el amortiguador y el muelle se asienta sobre dos cazoletas, una solidaria al tubo y la otra apoyada en la carrocería. Se trata de una unión elástica, como puede verse en la figura.

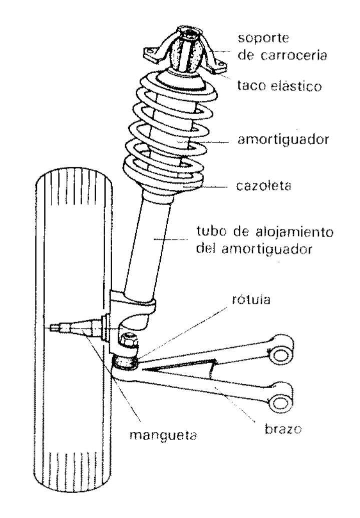


Fig. 5.16 Suspensión tipo Mac Pherson.

— *Ventajas de este sistema de suspensión.* Este sistema se caracteriza por resultar mecánicamente muy sencillo y, al ser ligeras sus partes móviles, contribuye a que las ruedas superen las irregularidades del terreno sin mucha variación en el ángulo que forman con el mismo.

Con este montaje es imprescindible que la carrocería sea más resistente en los puntos donde se fijan los soportes telescópicos, con objeto de absorber los esfuerzos transmitidos por la suspensión.

5.4.1.4 *Suspensión con barras de torsión*

Este tipo de montaje (fig. 5.10B y C) consiste en colocar, para cada rueda, *dos barras de torsión* sujetas a la carrocería y unir sus bieletas a la parte superior e inferior de la mangueta. De esta forma, los movimientos de vaivén de la rueda producen unos esfuerzos de torsión en las barras que, debido a su elasticidad, actúan como muelles, volviendo a su posición de reposo cuando cesa el efecto.

Al conjunto de cada rueda se le acopla un *amortiguador hidráulico* fijo por su parte superior a la carrocería y por la parte inferior a la bieleta de la barra de torsión, acompañando al conjunto una *barra estabilizadora.*

Otras disposiciones de este tipo hacen que una de las dos barras sea continua, uniendo las dos ruedas con las bieletas de sus extremos que sirven, en este caso, de barra estabilizadora.

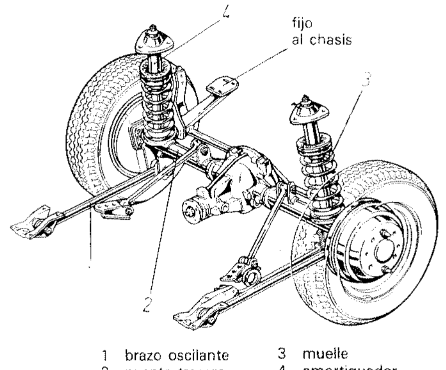


Fig. 5.17B Suspensión trasera de eje rígido con muelles.

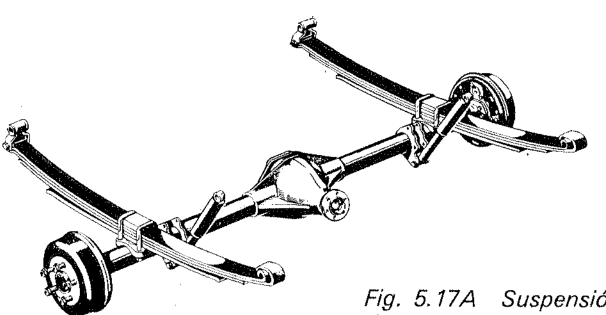
5.4.2 *Suspensión trasera*

Entre las diferentes formas de suspensión para las ruedas traseras se puede destacar las siguientes:

- Suspensión con eje rígido.
- Suspensión de flexibilidad variable.
- Suspensión independiente a las cuatro ruedas.

5.4.2.1 *Suspensión con eje rígido*

Los vehículos de propulsión trasera con *puente rígido,* emplean para la suspensión ballestas (fig. 5.17A) o muelles (fig. 5.17B) apoyados sobre las trompetas de los mismos, y amortiguadores telescópicos unidos en su parte superior a la carrocería o bastidor. El montaje de las ballestas puede realizarse longitudinal o transversalmente, como ya se vio en el estudio de las ballestas.


Fig. 5.17A Suspensión trasera de eje rígido con ballestas.

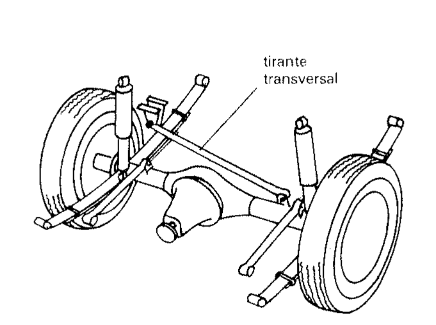


Fig. 5.17C

Uno de los inconvenientes de las ballestas es su tendencia a la deformación, bajo los esfuerzos originados en las aceleraciones y frenados, cuando se usan como elementos de empuje en la propulsión. Este inconveniente se reduce colocando unos tirantes longitudinales unidos a cada lado del puente y el otro extremo al chasis o carrocería (fig. 5.17C), de forma que sean éstos los que absorban la reacción del empuje y liberen a las ballestas de este trabajo, ayudando además a mantener el eje en posición. Este sistema es también utilizado cuando el vehículo lleva dos puentes traseros (fig. 5.17D).

En el caso de colocar muelles, estos tirantes son imprescindibles, ya que, en este caso, son ellos los únicos elementos de empuje en la propulsión (fig. 5.17B).

Como los ejes rígidos transmiten los rebotes y oscilaciones de una rueda a la otra con movimientos pendulares de la carrocería, para mantener el eje en posición y la carrocería estable, se coloca un tirante transversal (fig. 5.17C) unido por un lado al puente y por el otro a la carrocería, de una forma pivotante, actuando, por consiguiente, como una barra estabilizadora.

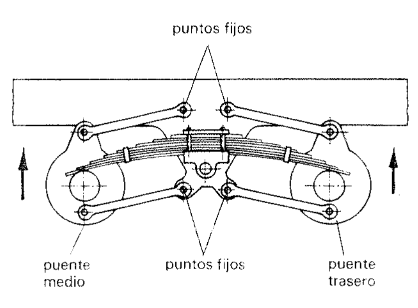


Fig. 5.17D Suspensión para doble puente trasero.

5.4.2.2 *Suspensión de flexibilidad variable*

Uno de los problemas que presenta la suspensión en las ruedas traseras es ajustar con precisión la carga de los resortes o muelles, ya que si éstos están calculados para el peso del coche en vacío, al cargar éste resultan demasiado blandos y si, por el contrario, se calculan para la plena carga del vehículo, en vacío resultará una suspensión demasiado dura.

— *Suspensión de flexibilidad variable en los turismos.* En los turismos esta variación de carga no es lo suficientemente importante como para disponer una suspensión de *flexibilidad variable,* por lo que generalmente no se emplea, pudiéndose, en todo caso, adoptar una disposición con muelles auxiliares, como se vio al estudiar estos elementos (fig. 5.8D).

— *Suspensión de flexibilidad variable en vehículos pesados.* Este fenómeno es más acusado en *camiones* y *autocares* donde la diferencia de peso en vacío y en carga es grande. En estos vehículos se coloca una suspensión de flexibilidad variable, que consiste en añadir un ballestín supletorio (1) en la ballesta (6) (fig. 5.18A) que sirve de refuerzo a la misma cuando el vehículo está cargado. De esta forma, cuando el vehículo circula en vacío, sólo actúa la ballesta principal (6) y a plena carga, cuando el bastidor desciende por efecto del peso, el ballestín (1) hace tope en sus patines (2) reforzando así a la ballesta principal (6). El tope de goma (7) interviene cuando la flexión es muy fuerte, impidiendo que el conjunto de las ballestas ceda exageradamente en algún rebote, con peligro de rotura.

Otro sistema de apoyo es el *Gregoire* (fig. 5.18B) donde el ballestín es sustituido por dos resortes helicoidales, cuya respuesta es proporcional a la carga que actúa.

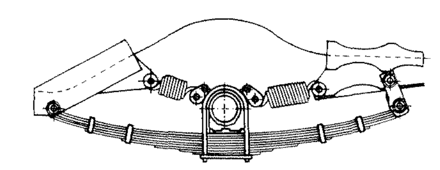


Fig. 5.18B Suspensión de flexibilidad variable tipo Gregoire.

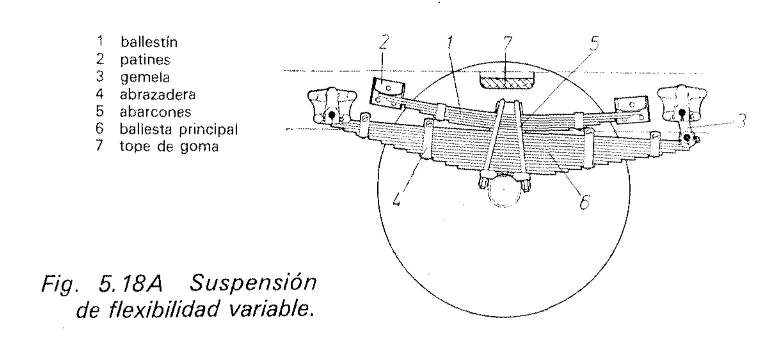
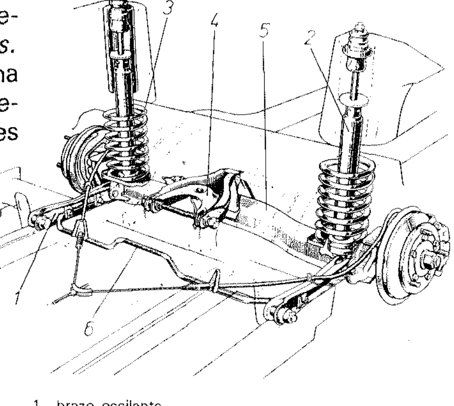


Fig. 5.18A Suspensión de flexibilidad variable.

5.4.2.3 *Suspensión independiente a las ruedas traseras*

— *Sistema de trapecios articulados.*

En los vehículos no propulsores suele utilizarse para las ruedas traseras sistemas como los ya estudiados para las delanteras, a base de *trapecios articulados.* Se diferencian en que, como estas ruedas tienen que moverse siempre en la misma dirección, uno de los brazos tiene la base más ancha cerca de la rueda para mantener el paralelismo en las mismas, estando arriostrado a la carrocería con tirantes para absorber los esfuerzos de frenado y aceleración (figs. 5.19A y B).



1 brazo oscilante de arriostramiento
2 amortiguadores
3 muelles
4 soporte oscilante
5 eje trasero
6 barra estabilizadora

Fig. 5.19B Puente trasero no motriz con suspensión independiente a las ruedas.

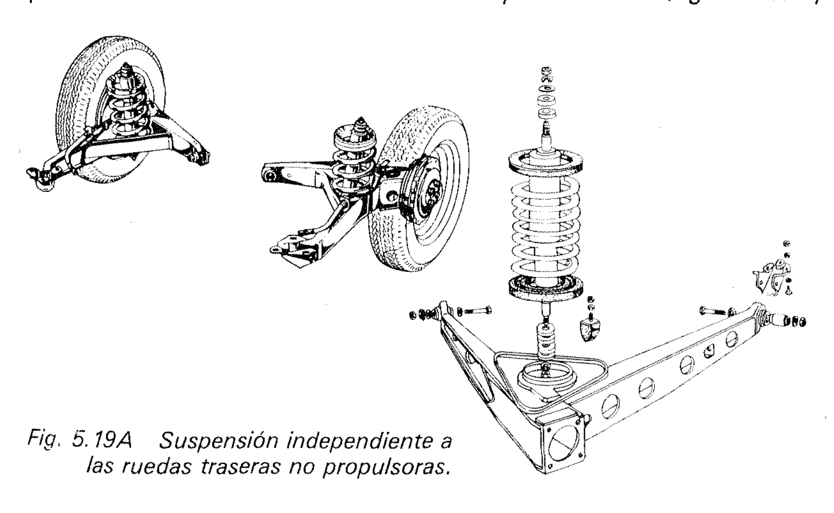


Fig. 5.19A Suspensión independiente a las ruedas traseras no propulsoras.

— *Sistema de semiejes oscilantes y puente rígido.*

En los vehículos de propulsión con o sin motor trasero que efectúan la transmisión por medio de semiejes oscilantes, si éstos van protegidos por un tubo que pivota sobre la carcasa del diferencial, la suspensión (fig. 5.20) se realiza apoyando sobre estos tubos los muelles o ballestas y la unión del amortiguador. Se acoplan también tirantes de empuje de forma análoga que para puentes rígidos. Como en

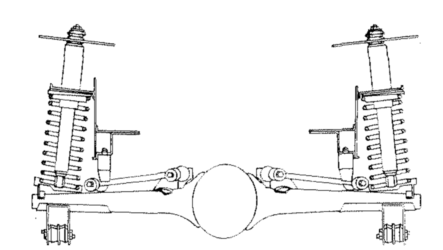


Fig. 5.20 Suspensión trasera con semieje oscilante

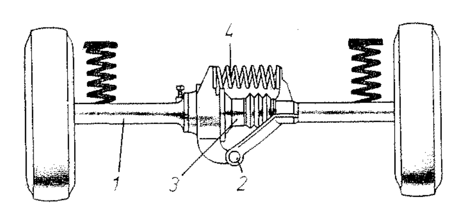


Fig. 5.21 *Suspensión con semiejes oscilantes y sistema compensador.*

estos casos el grupo motopropulsor o grupo cónico va amarrado a la carrocería, no hay desplazamientos laterales y no necesitan, por tanto, la barra transversal para mantener el puente en equilibrio.

— *Sistema de semiejes oscilantes y compensados.*

Una variante del sistema anterior es el utilizado por *Mercedes Benz* en sus modelos 220 y 300, basada en un complejo sistema de semiejes oscilantes. Los tubos (1), en los que se alojan los semiejes, se articulan por medio de un pivote (2) por debajo del diferencial (3); llevan un sistema compensador (4) que controla el movimiento del mismo (fig. 5.21).

— *Sistemas de brazo.*

Otros sistemas empleados para semiejes desnudos son los de brazo arrastrado y brazo semiarrastrado (figs. 5.22 y 5.23), en los que cada rueda trasera (1) se apoya en unos brazos articulados (2) unidos al bastidor y sobre los que se apoyan los muelles y amortiguadores.

En el sistema de *brazo arrastrado* (fig. 5.22), éstos van montados sobre pivotes que forman ángulo recto con el eje longitudinal del vehículo, haciendo la unión del bastidor a las ruedas. Este sistema mantiene las ruedas firmemente en posición, al tiempo que les permite un movimiento oscilante de subida y bajada.

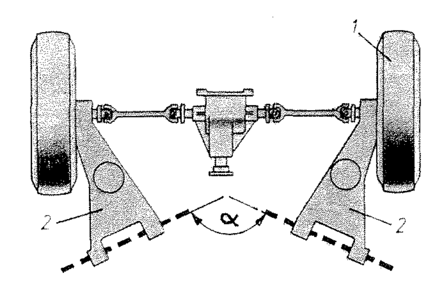


Fig. 5.23 *Sistema de brazo semiarrastrado.*

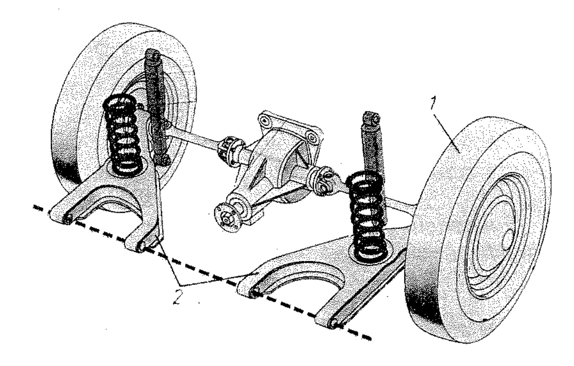


Fig. 5.22 *Sistema de brazo arrastrado.*

— *Sistema de brazo semiarrastrado.*

En la unión por *brazo semiarrastrado,* sistema muy utilizado en la actualidad, el eje de unión de cada brazo (fig. 5.23) forma un cierto ángulo (α) con el plano de simetría del vehículo, lo que permite un determinado grado de variación al ángulo formado por la rueda con el piso, que favorece el asiento de la misma en la carretera al tomar las curvas.

Tanto en un sistema como en otro, los brazos hacen de elementos de empuje y, como en estos casos el puente no es flotante sino que va amarrado a la carrocería, no necesita barra transversal para mantener las ruedas en posición.

5.5 Sistemas conjugados

Estos sistemas consisten en *intercomunicar la suspensión delantera con la trasera de cada lado del vehículo,* con lo que se consigue una gran reducción en el cabeceo del coche (balanceo anteroposterior) manteniendo el vehículo nivelado en cualquier posición de las ruedas, lo que se traduce en una mayor comodidad para el conductor y ocupantes del mismo.

Entre los sistemas más destacados hoy día en el mercado se pueden citar los siguientes:

- Sistema Hydrolastic.
- Sistema de unión mecánica por muelles.

5.5.1 *Sistema Hydrolastic*

Este sistema de funcionamiento hidráulico, empleado principalmente por la casa *Austin Morris,* consiste en disponer para cada rueda una unidad de suspensión independiente que desempeña las funciones de muelle y amortiguador. Esta unidad (1) es fijada al bastidor y va unida a los elementos de suspensión (brazos) de cada rueda (fig. 5.24). Una tubería une las unidades delantera y trasera de cada

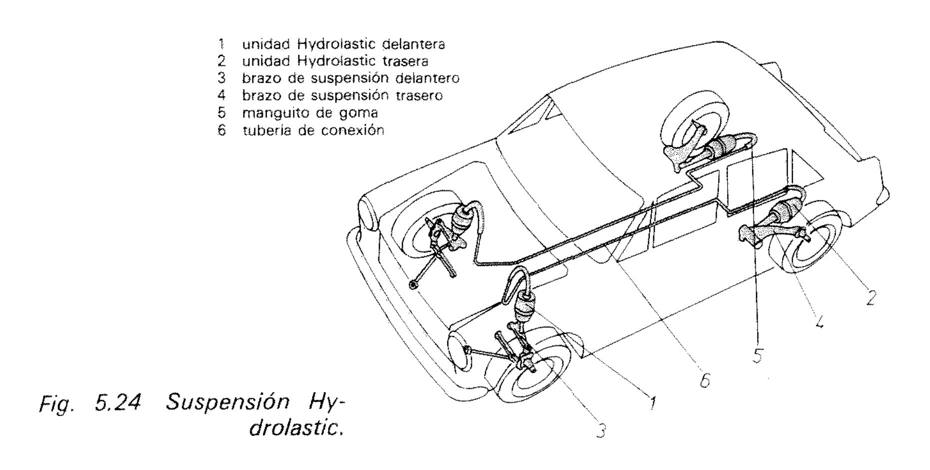
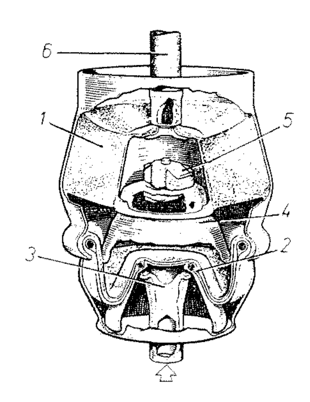


Fig. 5.24 Suspensión Hydrolastic.



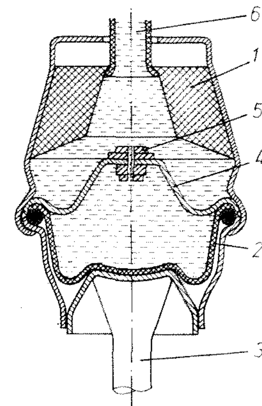


Fig. 5.25A Unidad de suspensión Hydrolastic en posición de equilibrio.

lado del vehículo, con el fin de que el fluido (generalmente aceite) que llena las cámaras pase de una unidad a la otra.

Cada una de estas unidades *Hydrolastic* está constituida (fig. 5.25A) por una masa cónica de caucho (1) que desempeña las funciones de muelle; por el otro lado de la cámara se cierra mediante un diafragma elástico (2) en el que se apoya un pistón (3) conectado a los brazos de suspensión. La cámara que media entre el muelle de goma y el diafragma está dividida por una campana metálica (4) que lleva una válvula bidireccional de goma (5).

Cuando una de las ruedas sube por efecto de un obstáculo, el pistón desplaza el diafragma hacia adentro (fig. 5.25B), impulsando el aceite a través de la válvula, cuya resistencia al paso constituye el efecto amortiguador del sistema. A su vez, comprime el líquido en la cámara superior, aumentando la presión en la misma y desplazando parte del líquido por la tubería hacia la otra rueda, que empuja el diafragma de su unidad *Hydrolastic* hacia afuera (fig. 5.25C); el pistón, al no poder desplazarse, obliga a subir la carrocería, manteniéndola en equilibrio y nivelada.

Cuando los desplazamientos de la rueda son muy pequeños, la presión sobre el líquido es insuficiente para mover la válvula y no actúa, por tanto, el sistema, siendo aquellos absorbidos por la elasticidad de los neumáticos.

En la figura 5.26 se presentan las tres posiciones que pueden tomar las dos unidades: en la posición *(A)* se puede ver el esquema de la conexión del elemento delantero y trasero de un mismo lado de la suspensión en posición de reposo; en la posición *(B)*, el esquema de funcionamiento con los dos elementos conjugados al producirse la elevación de la rueda delantera; en la posición *(C)*, el esquema correspondiente cuando la que se levanta es la rueda trasera.

Los elementos de suspensión se apoyan unidos a los brazos de la rueda por medio de rótulas flotantes que absorben las variaciones de altura a que está sometida la suspensión (fig. 5.27).

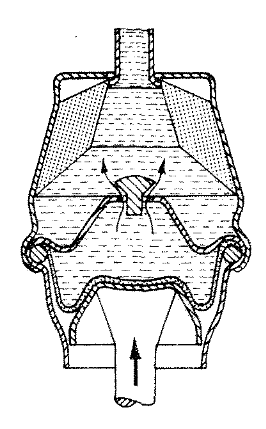


Fig. 5.25B Unidad Hydrolastic con el brazo de suspensión subido.

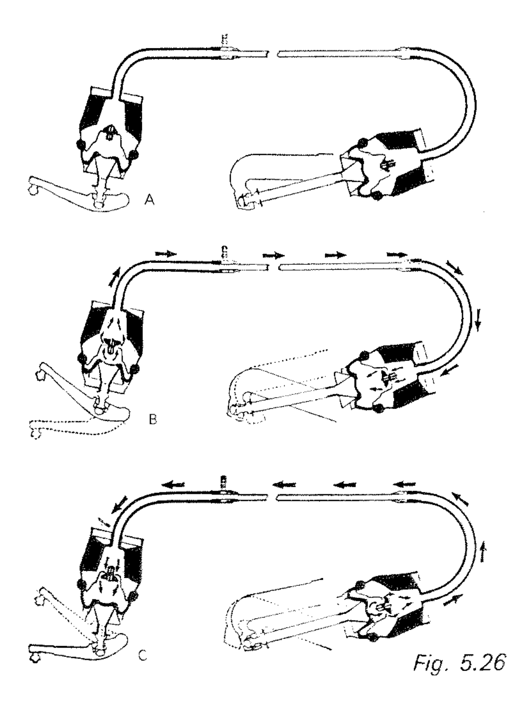


Fig. 5.26

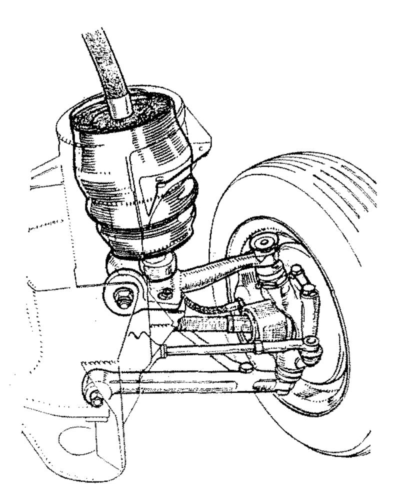


Fig. 5.27 Montaje de la unidad en el eje delantero.

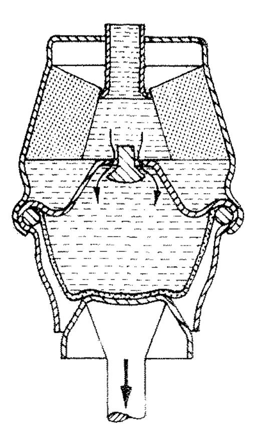


Fig. 5.25C Unidad Hydrolastic con el brazo de suspensión en la parte inferior.

Si el sistema se deteriora por pérdida de líquido en las conducciones, el brazo de suspensión con su empujador quedaría apoyado sobre la masa de goma del elemento, formando un sistema elástico pero sin amortiguación. En estas condiciones, el vehículo podría circular por un terreno llano con toda seguridad hasta ser reparada la avería.

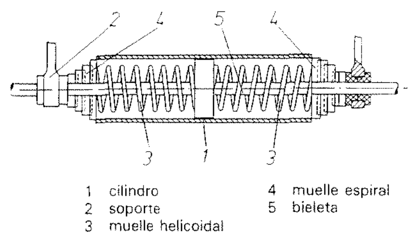


Fig. 5.29A Detalle del cilindro.

5.5.2 *Sistema de unión mecánica por muelles*

Este sistema empleado por la casa *Citroën* en los vehículos de pequeña cilindrada (2 CV), consiste en unir los brazos delantero y trasero (8) de cada lado del vehículo (fig. 5.28) por un cilindro central (1) apoyado y deslizable en sus apoyos con el bastidor (2). El interior del cilindro (fig. 5.29A) lleva un resorte (3) apoyado en el interior del mismo, por un lado, sobre un pistón unido a las bieletas (5) y, por el otro lado, sobre un resorte de chapa (4) en espiral, situados en los extremos del cilindro y que constituyen la suspensión del sistema.

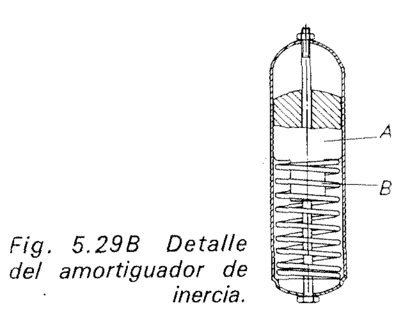


Fig. 5.29B Detalle del amortiguador de inercia.

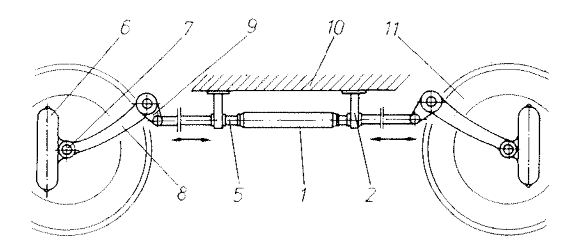


Fig. 5.28 Interconexión elástica de muelles.

En cada una de las ruedas del vehículo se monta un amortiguador de inercia (fig. 5.29B), cuyo interior contiene un peso *(A)* de unos 3 kgf apoyado en un resorte *(B)* de forma que, cuando la rueda sube por efecto del obstáculo, el peso tiende a quedarse quieto por inercia comprimiendo al muelle. Cuando baja la rueda al pasar el obstáculo, el peso reacciona de forma contraria, tirando del muelle y frenando, en ambos casos, el movimiento oscilatorio de la rueda en su función de amortiguador.

El funcionamiento del sistema es simple; cuando la rueda delantera encuentra un obstáculo, al subir su brazo, tira de la bieleta (5) comprimiendo los muelles de ese lado del cilindro que constituyen el elemento elástico de la suspensión pero, a su vez, tira de la bieleta trasera que hace subir su brazo y, por tanto, a la carrocería, preparando a la rueda para resistir el choque con el obstáculo.

Este tipo de suspensión, de sencillo diseño y cómoda estabilidad, da muy buen resultado para caminos malos y terrenos muy sinuosos.

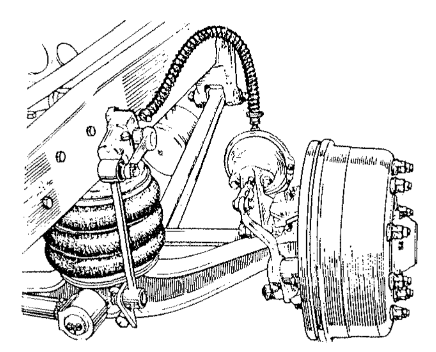


Fig. 5.30A Disposición del resorte neumático en el puente.

5.6 **Suspensión neumática**

Este tipo de suspensión consiste en intercalar entre las ruedas y los elementos suspendidos un *resorte neumático* (fig. 5.30A) constituido (fig. 5.30B) por un pistón (1) montado sobre el eje de las ruedas o brazos de suspensión de las mismas, un diafragma de caucho (2) y una placa de cierre (3) unida al bastidor. Todos estos elementos forman un conjunto perfectamente hermético que impide la salida del aire contenido en su interior.

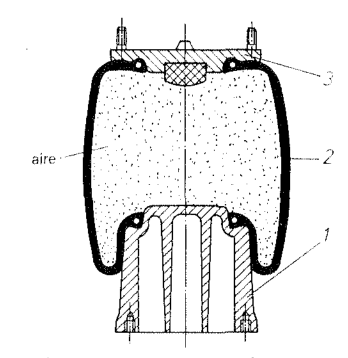


Fig. 5.30B Resorte neumático de diafragma.

Las oscilaciones de la rueda se transmiten al pistón (1) que puede desplazarse variando la altura del resorte sin que el diámetro del diafragma sufra variaciones importantes, manteniendo así la superficie eficaz del mismo y obteniendo como resultado diferentes presiones en el interior del resorte. Por tanto, la fuerza de reacción estará en función del desplazamiento del pistón y la presión interna consiguiéndose, de esta forma, un resorte de *flexibilidad variable progresiva,* cuya curva característica se acerca a la ideal (fig. 5.31) y que, regulado a su carga estática media *(P),* produce un diagrama elástico como el de la (fig. 5.32) que proporciona una suspensión ideal para todos los casos de carga, con una frecuencia de oscilaciones entre 65 y 75 períodos por minuto.

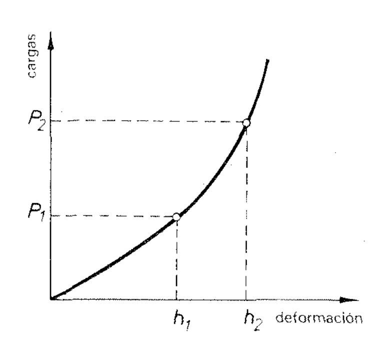


Fig. 5.31 Curva de rigidez creciente.

Este sistema es especialmente indicado para vehículos con frenos de aire, porque aprovecha la instalación de aire comprimido para el circuito de alimentación de la suspensión neumática.

5.6.1 *Circuito de alimentación*

El *circuito de alimentación* (fig. 5.33) consta de un calderín auxiliar (1) alimentado por la instalación general de frenos y equipado con una válvula de rebose (2) que permite su llenado, a partir de los 4 kgf/cm² de presión, con el fin de poder mantener en el calderín general (3) una reserva de aire para el buen funcionamiento de los frenos.

La alimentación de las unidades neumáticas (4), situadas en cada una de las ruedas, se realiza a través de una válvula de nivelación (5) que permite mantener la presión adecuada dentro del diafragma, presión que puede calcularse en función de la superficie eficaz del diafragma por la fórmula:

$$\text{Presión media} = \frac{\text{Carga inicial}}{\text{Superficie eficaz}}$$

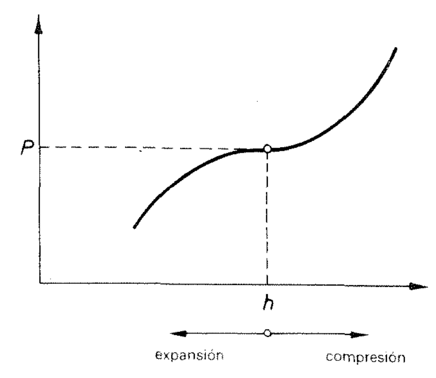


Fig. 5.32 Diagrama elástico creciente a ambos lados de la carga estática media.

5.6.2 *Válvula de nivelación*

Esta *válvula* (fig. 5.34A) está formada por un cuerpo de válvula (1), fijada al bastidor o carrocería, con la entrada de aire *(E)* por su parte superior, procedente del calderín auxiliar; las salidas *(S_1 y S_2)* de distribución de aire a los cojines situadas en la parte central de la válvula y el orificio *(D)* de descarga rápida situado en la parte inferior.

En el interior de la válvula hay un eje de articulación (2) con un tetón excéntrico, movido por la palanca (6) que permite el desplazamiento vertical de la guía (3), solidaria al vástago hueco (4), para la apertura y cierre de la válvula (5) dentro de la cámara *(C)*.

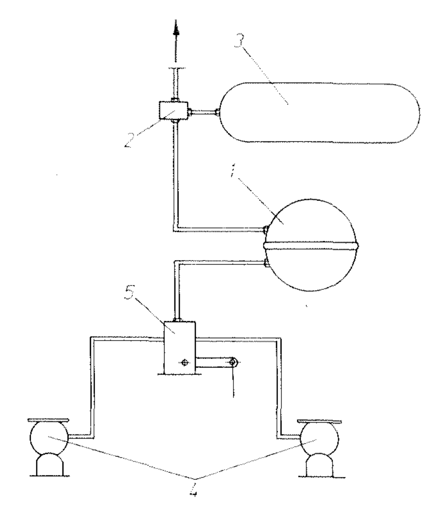


Fig. 5.33 Circuito de alimentación en una suspensión neumática.

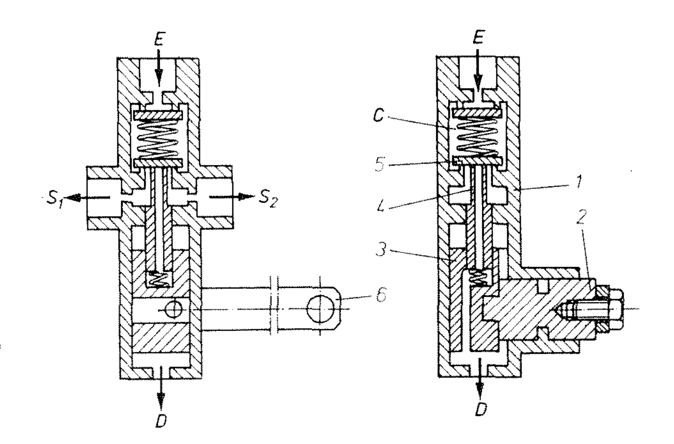


Fig. 5.34A Válvula de nivelación.

5.6.3 *Funcionamiento del circuito*

Si la palanca (6), unida al eje de rueda, se desplaza hacia arriba por efecto del incremento de carga en el vehículo, el vástago (4) (fig. 5.34B) levanta el cierre (5) poniendo en comunicación la cámara *(C)* con los orificios de salida *(S_1 y S_2)* y aumentando, de esta forma, la presión en los cojines.

Cuando la palanca desciende, por disminuir la carga (fig. 5.34C), el aire de los cojines pasa a la atmósfera por el interior del vástago hueco (4) saliendo por *(D)*, lo que origina una disminución de presión en el interior de los mismos que hace bajar la carrocería y, por tanto, la válvula niveladora, equilibrando la palanca (6) en su posición normal de cierre para impedir la salida de aire de los cojines.

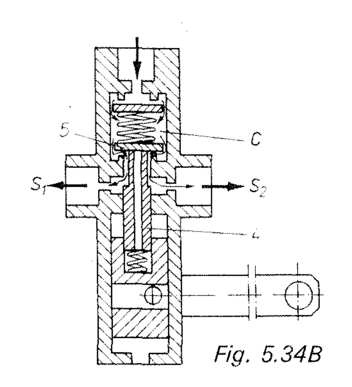


Fig. 5.34B

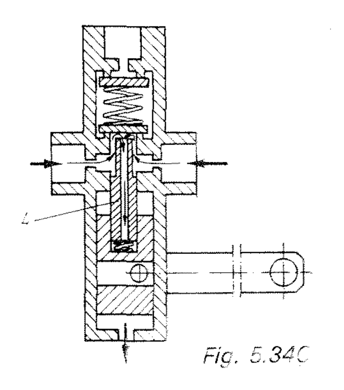


Fig. 5.34C

5.7 **Suspensión hidroneumática**

Este sistema de suspensión, utilizada por *Citroën* en sus coches de mayor cilindrada, consiste en *combinar un sistema mixto de elementos hidráulicos y neumáticos* que garantiza una suspensión suave y elástica, facilitando, además, el reglaje y nivelación de la carrocería de forma automática. Esta suspensión proporciona la confortable sensación de *flotar,* una gran estabilidad, que hace que apenas se noten las desigualdades del terreno y también un notable agarre de las ruedas al mismo.

5.7.1 *Constitución y funcionamiento*

Cada rueda lleva acoplada una unidad de *suspensión oleoneumática* independiente, como la representada en la figura 5.35, unida al brazo de suspensión de cada rueda.

Cuando la rueda encuentra un obstáculo, el brazo (9) transmite el movimiento al pistón (5) a través de la bieleta (11) y el empujador (12) que comprime el aceite de la cámara *B,* presionando y comprimiendo el gas contenido en la cámara *A* de la esfera (2) que, en este caso, hace las funciones de muelle o ballesta, recuperándose, al bajar la rueda, por el retroceso del pistón. Entre la parte inferior de la esfera y el cilindro existe una válvula bidireccional (3) que hace las funciones de amortiguador al regular el paso de aceite de un lado a otro.

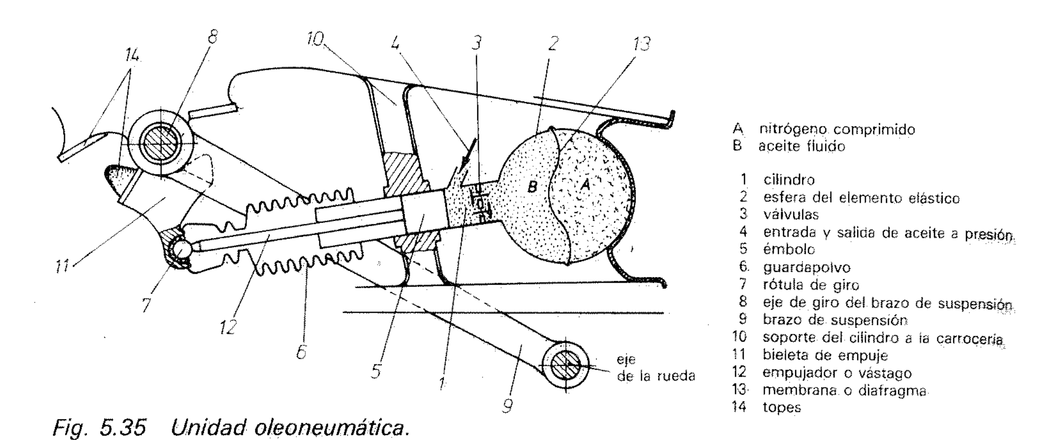


Fig. 5.35 Unidad oleoneumática.

— *Corrección automática.*

La *corrección automática* de esta suspensión, que mantiene la altura de la carrocería portante al aumentar o disminuir la carga del vehículo, se consigue haciendo entrar aceite a presión en el cilindro (1) cuando aumenta la carga o haciéndole salir, cuando ésta disminuye, por medio de una válvula de corredera.

— *Posicionado de tres alturas diferentes.*

El sistema permite, además, dar tres niveles de altura al vehículo: una *normal* para marcha por ciudad, una *alta* para circular por malos caminos con grandes desniveles y otra *baja,* que hace descender la carrocería y el centro de gravedad del vehículo para correr a grandes velocidades por autopista.

5.7.2 *Circuito hidráulico de alimentación*

— *Constitución del circuito.*

El *circuito hidráulico* que regula el sistema de suspensión representado en el esquema (fig. 5.36) está constituido por una *bomba* (2) de alta presión, movida por el motor del vehículo, que aspira aoeite de un *depósito* (1) y lo envía a presión al *acumulador* (3) que lo mantiene a la presión correcta de funcionamiento (unos 5 a 7 kgf/cm^2) regulada por una válvula de descarga. El aceite a presión, procedente de este elemento, pasa a través de un *cerrojo* (4) al *nivelador* (5) que se mantiene cerrado mientras la carrocería ocupe su posición normal de nivelación. La bomba de alta presión, análoga a la utilizada en los circuitos de servodirección, mantiene la suficiente presión en el acumulador para ser utilizada en el circuito.

— *Funcionamiento.*

Cuando la rueda encuentra un obstáculo, al subir ésta por efecto del mismo, desplaza al pistón (5) (fig. 5.35) comprimiendo el aceite en la cámara *(B)* y el gas contenido en la cámara *(A)* haciendo de muelle y amortiguador conjuntamente, absorbiendo así las reacciones de la rueda.

La presión progresiva en el gas mantiene, como en el caso de la suspensión neumática, una deformación variable en el elemento elástico, haciendo que su curva característica de reacción se mantenga dentro de los límites oscilatorios idóneos. A su vez, por control directo sobre la presión en el líquido, hace que la carro-

cería se mantenga estable y nivelada cualquiera que sea la posición de las ruedas con respecto a ella.

Cuando la carrocería baja por efecto de subir la rueda o por una mayor sobrecarga en el vehículo, efectúa un desplazamiento del brazo (9) (fig. 5.35), que empuja el pistón del nivelador (5) hacia el interior disminuyendo el recorrido de la suspensión pero, a su vez, origina un giro en la barra de acoplamiento de las ruedas (8) a la carrocería, produciendo una torsión en la misma que hace girar la lengüeta de unión (9) al nivelador (5) (fig. 5.36) que actúa sobre las válvulas para dejar pasar el aceite a la unidad oleoneumática. El aumento de presión en el elemento de rueda obliga a desplazar el pistón que, al empujar al brazo de suspensión, hace subir nuevamente la carrocería. Este movimiento ascendente suprime la torsión de la barra de acoplamiento y la lengüeta vuelve a su posición primitiva hasta que la carrocería alcance el nivel establecido; en ese momento se cierran las válvulas del nivelador.

Cuando la rueda baje o la carrocería suba por efecto de la disminución de la carga en la misma, se produce un efecto contrario en la torsión de la barra de acoplamiento (7) que mueve la lengüeta (9) y las válvulas del nivelador en sentido contrario, dejando paso a la presión de aceite en los elementos de la rueda hacia el depósito, con lo cual, al disminuir la presión en el interior del cilindro, la carrocería baja, eliminando la torsión y cerrando nuevamente las válvulas del nivelador cuando ha alcanzado la altura establecida.

El cerrojo (4) (fig. 5.36) tiene la misión de aislar a los elementos de suspensión a motor parado para que no pierdan aceite o presión cuando el vehículo se encuentre estacionado. Este dispositivo se cierra manualmente desde el tablero de mandos por medio de la palanca (8) y se abre automáticamente al pisar el pedal de embrague.

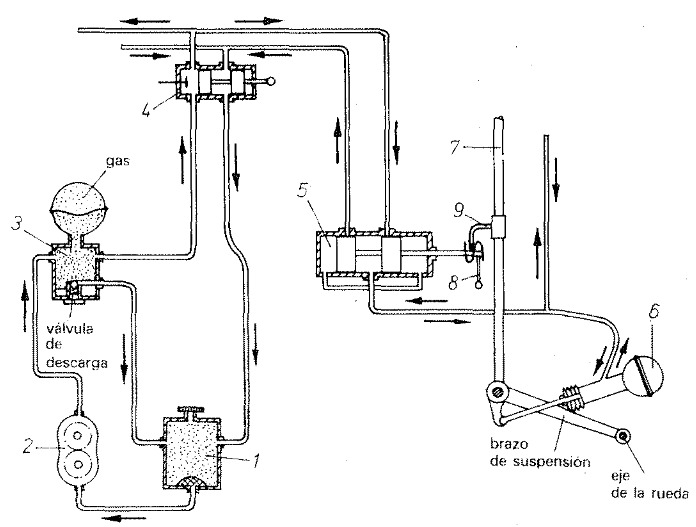


Fig. 5.36 Circuito de alimentación.

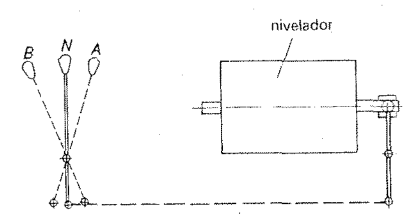


Fig. 5.37 Mando manual del nivelador de altura.

Para establecer los distintos niveles de altura en la carrocería se dispone de una palanca al alcance del conductor que acciona el nivelador en uno u otro sentido, para aumentar o disminuir la presión en los cilindros de suspensión (fig. 5.37).

Este sistema de nivelación manual permite, además, poder cambiar las ruedas sin necesidad de utilizar el gato hidráulico. Para ello se sube la carrocería al máximo, aumentando la presión en sus elementos de suspensión; en esta posición, se coloca un calzo en el lado de la rueda a cambiar y se quita la presión, con lo cual, la carrocería tenderá a bajar, pero como no puede hacerlo por estar calzada, será la rueda la que suba, quedando libre para ser reemplazada.

5.7.3 *Depósito de aceite*

Este *depósito* (fig. 5.38), constituido por un recipiente de chapa (1) con una capacidad aproximada de 3 l lleva interiormente dos filtros de malla fina (2) y (3), situados, uno de ellos, a la salida de aspiración de la bomba y, el otro, a la entrada del líquido de retorno del circuito, con el fin de mantener constantemente purificado el aceite que circula por los elementos del circuito.

La capacidad total del circuito, incluido el depósito, es de unos 6,5 a 7 litros. El líquido, en el interior del depósito, debe mantenerse a un nivel determinado, con capacidad suficiente para mantener la presión en los elementos de suspensión y debe dejar espacio libre para el líquido de retorno; éstos límites están entre 1,5 l como máximo y 1 l como mínimo, indicados en el depósito de forma visible.

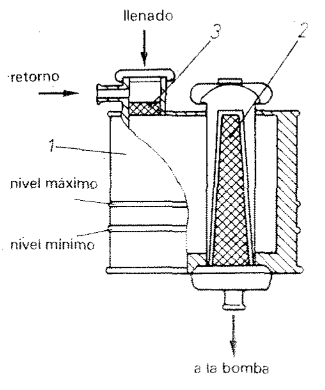


Fig. 5.38 Depósito hidráulico.

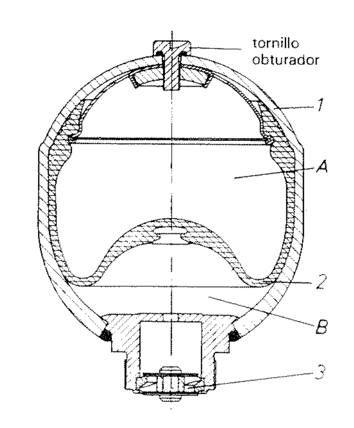


Fig. 5.39A Cuerpo superior del acumulador de presión.

5.7.4 *Acumulador de presión*

Este elemento está constituido en su parte superior, por una *esfera* (1) de chapa embutida (fig. 5.39A) con dos cámaras *(A)* y *(B)* separadas por una *membrana elástica* (2). La cámara superior *(A)* contiene gas nitrógeno a una presión de 60 kgf/cm² y en la inferior *(B)*, unida por un *racor* (3) al cuerpo de regulación, se aloja el aceite de reserva mandado por la bomba de alta presión.

— *Funcionamiento.* El cuerpo inferior (fig. 5.39B) contiene el circuito de regulación, cuyo funcionamiento consiste esencialmente en mantener la presión en el acumulador dentro de los límites establecidos. El líquido procedente de la bomba que entra por el orificio (1), levanta la válvula (2) pasando el líquido a presión a la parte baja del acumulador, aumentando la presión en el mismo y en el circuito de utilización. Cuando la presión aumenta por encima del límite establecido, empuja la válvula (3) venciendo el resorte (4), con lo cual el líquido regresa al depósito. La válvula (5) y el resorte (6) mantienen el circuito a la presión establecida, haciendo que el líquido mandado por la bomba pase directamente al depósito cuando en el circuito exista la presión correcta.

5.7.5 *Válvula niveladora*

Este dispositivo (fig. 5.40) está constituido por una *válvula de corredera* (1) que permite poner en comunicación la instalación del circuito con los elementos de suspensión (acumulador-unidades oleoneumáticas), los elementos de suspensión con la descarga al depósito y mantener la presión en el interior de los elementos de suspensión.

Las cámaras *(C)* y *(D)*, aisladas con unas *membranas elásticas* (2), se encuentran llenas de líquido procedente de las fugas existentes entre el eje distribuidor y el cilindro en sus desplazamientos de funcionamiento, intercomunicadas entre sí y con salida de retorno al depósito (fig. 5.36).

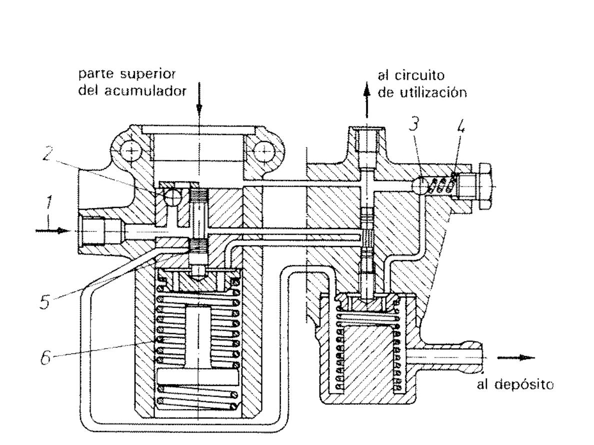


Fig. 5.39B Cuerpo inferior de regulación del acumulador.

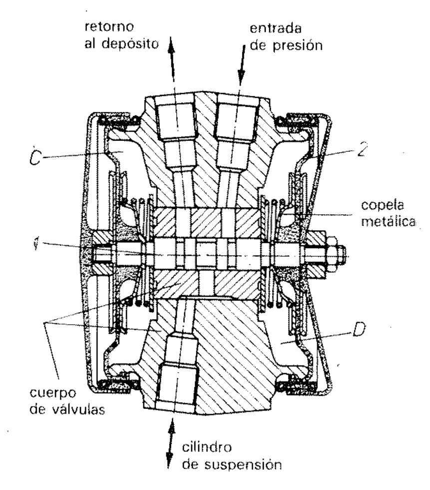


Fig. 5.40 Válvula niveladora.

5.8 Elementos de la suspensión en las motocicletas

Las motocicletas llevan sistema de suspensión en las dos ruedas, aunque las características del mismo no sean idénticas en ambas debido a la distinta función que deben cumplir. Así, suele hablarse de *horquilla delantera* y de *amortiguadores traseros* para designar los elementos de suspensión.

En ambos casos, la amortiguación actúa de intermediario entre el bastidor (3) de la motocicleta (fig. 5.41) y cada una de las ruedas. Obsérvese la horquilla delantera (1) con los amortiguadores (2) y los amortiguadores traseros (4).

5.8.1 *Suspensión delantera*

La citada horquilla tiene la doble finalidad de servir de asiento a la rueda delantera y de actuar como órgano de dirección, a través del manillar.

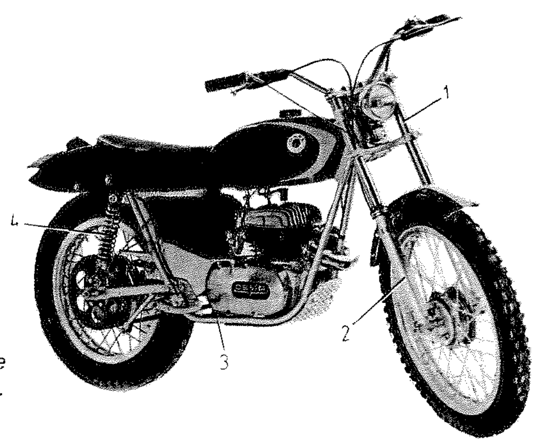


Fig. 5.41 Motocicleta dotada de moderno sistema de suspensión.

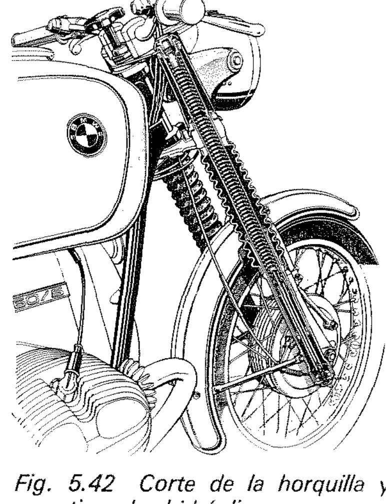


Fig. 5.42 Corte de la horquilla y amortiguador hidráulico.

La horquilla consiste en dos largos tubos telescópicos unidos por dos tirantes transversales (fig. 5.42) que sirven de apoyo a un robusto eje que descansa en la cabeza de mando soldada al bastidor. Esta cabeza es un breve tubo de acero provisto de rodamientos axiales donde se apoya el eje de la horquilla sobre el que oscila ésta, a uno y a otro lado, para adaptarse a las necesidades de la conducción (figura 5.43).

La suspensión propiamente dicha se basa en la acción de un largo resorte helicoidal (fig. 5.42) montado en el interior de cada tubo de la horquilla y que se encarga de almacenar y devolver la energía de impacto que producen las desigualdades del terreno.

Las oscilaciones de los resortes son amortiguadas por un dispositivo hidráulico situado en dos tubos en los extremos de la horquilla y que enlazan directamente con el eje de la rueda delantera. Cuando el tubo (2) asciende (fig. 5.44A), el aceite contenido en él fluye con cierta dificultad por el estrechamiento (4) del tubo interior de la horquilla (1) y, con dificultad mayor aún, por los orificios (3) que vierten al depósito o cámara anular entre tubos.

Si el impacto ha sido notable, entra en acción el pivote fijo (5) que obtura parcialmente el orificio de paso (4) (fig. 5.44B) hasta llegar, en casos extremos, a la posición de encogimiento máximo o de obturación total (fig. 5.44C).

Al distenderse el muelle (fig. 5.44D) el aceite vuelve a salir por los orificios (4) y (3) hacia el depósito del tubo (2) y amortigua la recuperación del muelle hasta la posición de distensión máxima (fig. 5.44E).

El sistema de amortiguación explicado es de los más simples. Existen otros muy similares como el *Norton* (fig. 5.42), provisto de émbolo-válvula, y también los hay de asistencia por aire comprimido.

La línea de acción de la horquilla suele pasar por el centro de la rueda delantera o bien tiene cierta excentricidad. No obstante, existe algún montaje como el de *rueda tirada* (fig. 5.45) que aplican los modelos *scooter.*

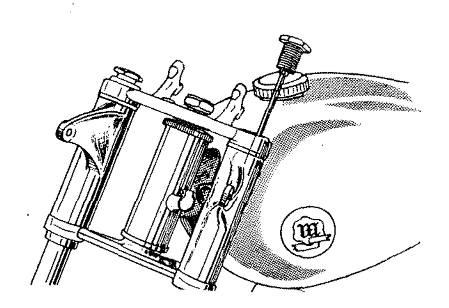


Fig. 5.43 Detalle de la cabeza de mando.

5.8.2 *Suspensión trasera*

En la actualidad se ha impuesto con carácter casi exclusivo la suspensión por muelle y amortiguación hidráulica.

Los amortiguadores (1), en número de dos, se disponen a cada lado de la rueda trasera (fig. 5.46) articulados, por un extremo, al bastidor (4) y, por el otro, a la horquilla (2) que pivota sobre la articulación (3).

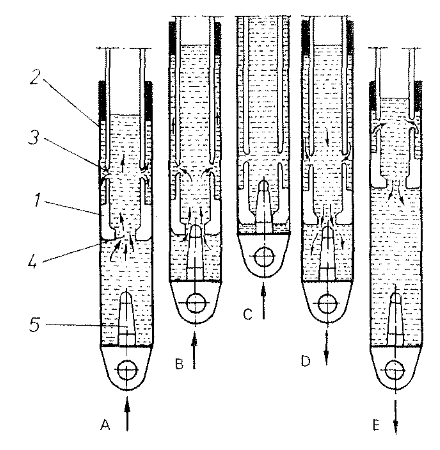


Fig. 5.44 Funcionamiento de un amortiguador hidráulico sencillo.

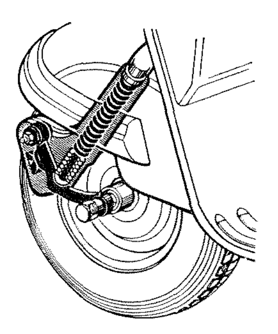


Fig. 5.45 Detalle del sistema de suspensión delantero por palanca elástica (rueda tirada).

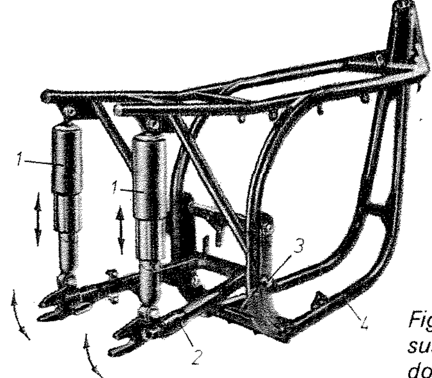


Fig. 5.46 Bastidor de doble cuna y suspensión trasera por amortiguadores y horquilla oscilante.

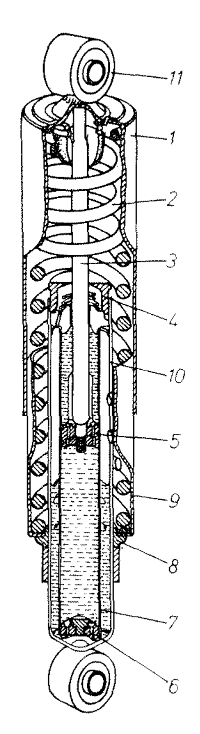


Fig. 5.47 Corte de un amortiguador hidráulico de motocicleta.

Cada amortiguador es una unidad autónoma (fig. 5.47) formada esencialmente por dos cápsulas (1) y (9) que contienen el muelle de suspensión (2), un depósito de aceite (10) y un cilindro (7), por cuyo interior corre el émbolo (5) de vástago (3) fijo; en un extremo del cilindro hay la empaquetadura (4) y en el otro la tapa (6), provista de orificios de estrangulación. El conjunto se apoya en las articulaciones (11).

Su funcionamiento se basa en el conocido principio de reducción de la velocidad de salida de un fluido por aberturas de pequeño tamaño. Los orificios en cuestión los llevan tanto el émbolo (5) como la tapa (6).

El muelle empleado es, a veces, de paso variable y montaje exterior (fig. 5.48) con tensión regulable.

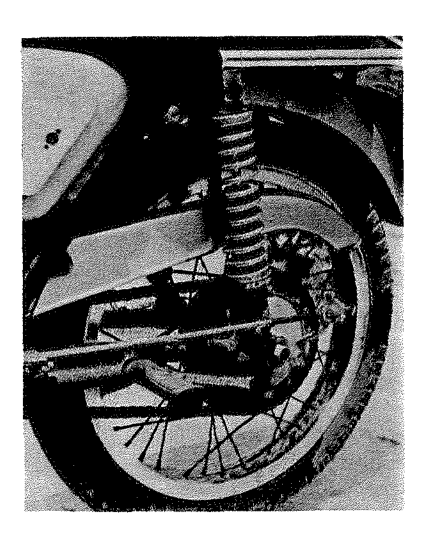


Fig. 5.48 Amortiguador hidráulico trasero de muelle exterior regulable.

5.8.3 *Amortiguadores de gas*

Los problemas motivados por los cambios de viscosidad del aceite y la presencia de burbujas de aire que dificultan la amortiguación han provocado el desarrollo de amortiguadores de gas (fig. 5.49).

Consisten en un amortiguador hidráulico convencional al que se le acopla un cilindro de gas (1) a una cierta presión (nitrógeno o un gas inerte) con un pistón (2) que lo separa del aceite. De este modo se elimina la presencia de aire en el amortiguador y se regulariza el flujo de aceite. Las variaciones del volumen de aceite desalojado por la penetración del vástago (3) son absorbidas por la compresión variable del gas en el cilindro (1).

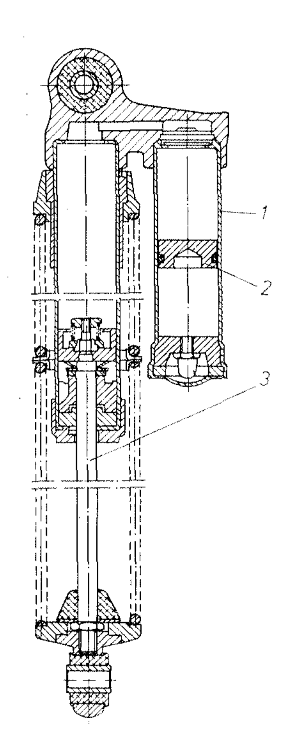


Fig. 5.49 Amortiguador hidráulico asistido por gas.

5.9 **Averías en la suspensión**

Debido a la simplicidad de los elementos empleados y a su sencillo montaje, las suspensiones presentan raras averías de funcionamiento, limitándose simplemente a las averías lógicas por desgaste o rotura de sus elementos.

Un diagnóstico realizado por el propio conductor sobre el sistema de suspensión pone de manifiesto el comportamiento de sus componentes y la presencia de posibles deficiencias de funcionamiento que se concretan en las tres siguientes:

- Suspensión blanda.
- Suspensión dura.
- Ruidos en la suspensión.

5.9.1 *Suspensión blanda*

Esta avería está determinada, en condiciones normales de uso, por el *desgaste lógico de sus elementos constituyentes,* al ceder con el tiempo la carga elástica de los resortes debido al peso que tienen que soportar constantemente.

— Carga excesiva del vehículo.

También puede estar provocada al *cargar excesivamente el vehículo,* por encima del límite de peso para el cual han sido calculado, lo cual puede producir una deformación permanente en los mismos.

— *Desgaste de los amortiguadores.*

Otra de las causas de suspensión blanda es el *desgaste de los amortiguadores,* cuya vida útil es muy inferior a la de los resortes, debido al continuo trabajo de absorción de energía producida por la masa oscilante que tiene que transformar en calor, llegando éste a descomponer el aceite interno. Este desgaste se acentúa más cuando el vehículo rueda constantemente por caminos malos y muy sinuosos, ya que, al ser mayor el trabajo de los resortes, mayor es la energía que tiene que frenar el amortiguador, llegando a deteriorarse rápidamente.

— *Falta de recuperación de los muelles.*

Si los resortes han cedido, esto se pone de manifiesto por un descenso de la carrocería con respecto a su nivel normal sobre el suelo. En caso de duda deben desmontarse y comprobar su carga elástica con máquinas especiales, teniendo en cuenta las características dadas por el fabricante. Los muelles y ballestas también se pueden comprobar por comparación con otros nuevos de las mismas características, comparando la altura de los muelles sobre una base plana o la flecha de la ballesta. En caso de defecto acusado, deben sustituirse por otros, teniendo en cuenta el cambio simultáneo de los dos resortes del mismo eje para obtener una suspensión equilibrada.

— *Falta de efectividad de las barras de torsión.*

En caso de suspensión con barras de torsión, éstas suelen estar provistas de un sistema de reglaje que consiste en variar la posición de anclaje de la barra sobre el punto fijo de la carrocería. Esta operación debe efectuarse cuando se note que la altura libre de la carrocería con respecto al suelo ha disminuido.

— *Fuga de líquido en los amortiguadores.*

Las *fugas de líquido* en los amortiguadores o la destrucción de sus válvulas de paso, que determinan el mal estado de los mismos, se puede verificar si se desmontan del vehículo y se comprueba que, al abrirlos y cerrarlos, oponen resistencia a esta operación. Si resulta fácil la apertura o cierre del mismo, el amortiguador está en mal estado y, en este caso, debe sustituirse.

— *Instalaciones para la verificación de la suspensión.*

Existen también, en los grandes servicios de entretenimiento, máquinas e instalaciones especiales para comprobar la suspensión montada en el vehículo. Esta prueba consiste en colocar las dos ruedas del mismo sobre una plataforma de la máquina que somete al vehículo a una serie de vibraciones, trazando sobre un papel los gráficos producidos por las oscilaciones de ambas ruedas. Estos gráficos, comparados con los gráficos de características de la máquina, determinan el estado de la suspensión, en los que se pueden leer la flexibilidad de los resortes, amortiguación, etc.

5.9.2 *Suspensión dura*

Esta situación de la suspensión se debe generalmente a un *agarrotamiento parcial en los resortes,* sobre todo en las ballestas, que por suciedad u oxidación de sus láminas impiden el deslizamiento mutuo entre ellas. Para su reparación deben desmontarse, efectuando la limpieza y engrase de las mismas.

— *Agarrotamiento de los elementos móviles.* Otra de las causas de dureza es el agarrotamiento de los elementos móviles de la suspensión (brazos de articulación, rótulas, gemelas de ballesta, etc.), que impiden el normal movimiento elástico entre los elementos de suspensión. El problema se resuelve cambiando los elementos necesarios, si es por deformación; o comprobando el sistema de engrase en los bulones y ejes de articulación, si es por esta causa.

La dureza es un defecto raro en un amortiguador, a no ser que trabaje forzado por deformación del mismo o a la no alineación entre sus puntos de amarre.

5.9.3 *Ruidos en la suspensión*

Estos son debidos, generalmente, a la rotura de uno de sus elementos, a la pérdida o mal estado de los tacos de goma en la unión de amarre en los amortiguadores o a holguras existentes entre los elementos de suspensión y la carrocería, generalmente en sus puntos de amarre.

Estos defectos se corrigen localizando primero el ruido, comprobando las holguras y cambiando después la pieza defectuosa o apretando las uniones.

Otra causa de ruido puede ser la vibración de algún elemento de chapa de la carrocería, producida por la reacción de los resortes y no ser amortiguada al estar esta pieza suelta o mal amarrada al conjunto del bastidor.

5.9.4 *Averías en la suspensión neumática y oleoneumática*

En estos tipos de suspensión, además de las averías lógicas por desgaste de sus elementos y de las holguras entre sus puntos de amarre, están las inherentes a su circuito de alimentación, localizándose en los siguientes puntos:

1. *Suspensiones neumáticas.*

— Falta de presión de aire en el calderín principal.
— Fugas de aire por las canalizaciones o racores de unión.
— Nivelador defectuoso o mal regulado.
— Pérdida de presión en los elementos neumáticos de rueda por falta de hermeticidad o agrietamiento en las paredes de su cuerpo elástico.

2. *Suspensión hidroneumática.*

— Obstrucción en el depósito de aceite.
— Mal funcionamiento de la bomba o falta de presión en la misma.
— Falta de presión en el acumulador por fugas o mal reglaje de la válvula de presión.
— Fugas de aceite en las canalizaciones.
— Obstrucción en las canalizaciones.
— Agarrotamiento en la válvula niveladora.
— Mal funcionamiento de los elementos de rueda por pérdidas de líquido en los mismos o deformación en sus ejes de articulación (eje del pistón, brazo de rueda, etc.).

Cualquiera de estas averías se notan rápidamente en una pérdida de suspensión, debiéndose revisar el sistema para localizar la avería y efectuar su reparación.

CUESTIONARIO

5.1 ¿Qué misión cumple la suspensión en un vehículo?
5.2 ¿Qué motiva las reacciones oscilantes en la carrocería y cómo se transmiten?
5.3 ¿Cuál es la frecuencia de oscilación óptima en la suspensión y de qué factores depende?
5.4 Tipos de resortes empleados en la suspensión y cómo funcionan.
5.5 ¿Qué misión cumplen los amortiguadores en la suspensión y cómo funcionan?
5.6 Tipos de suspensión adoptados para el eje delantero con elementos simples.
5.7 ¿En qué consiste la flexibilidad variable y cómo se realiza.
5.8 Tipos de suspensión adoptados para el eje trasero.
5.9 ¿Qué se entiende por suspensión conjugada? Formas más conocidas en la actualidad.
5.10 ¿En qué consiste el sistema de suspensión Hydrolastic?
5.11 ¿Cómo funciona la suspensión conjugada de unión mecánica por muelles?
5.12 ¿En qué consiste la suspensión neumática y qué ventajas tiene sobre las suspensiones simples?
5.13 Explicar el funcionamiento de la suspensión neumática.
5.14 Elementos empleados en una suspensión hidroneumática. Explicar qué misión tiene cada uno de ellos.
5.15 ¿Qué misión cumple la válvula niveladora y cómo funciona en el circuito de suspensión hidroneumática?
5.16 ¿Cómo se consigue la nivelación de la carrocería en un circuito hidroneumático?
5.17 ¿Cómo está constituido un elemento de suspensión oleoneumático?
5.18 Averías más frecuentes que pueden producirse en las suspensiones simples.
5.19 Causas de una suspensión blanda.
5.20 Averías que pueden producirse en una suspensión hidroneumática.

EJERCICIOS

1.º Calcular la deformación elástica de un muelle de suspensión, cuyo material tiene un coeficiente de elasticidad de K = 100 kgf/cm al aplicarle una carga de 900 kgf.

2.º Un vehículo, cuya suspensión por resortes elásticos tiene una curva característica como la representada en la figura 5.50, al subir la rueda por efecto de un obstáculo, produce una deformación en el muelle de 4 cm. Calcular:

1.º La elasticidad del muelle.
2.º La frecuencia oscilatoria que produciría sin amortiguación.
3.º La energía mecánica que debe ser absorbida por el amortiguador.

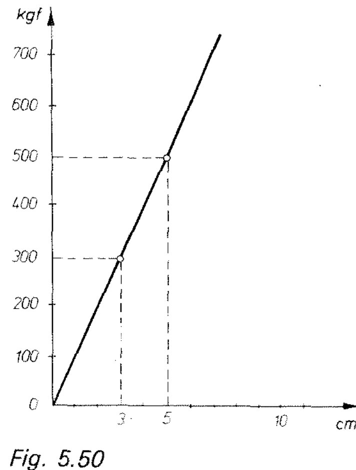


Fig. 5.50

3.º Un vehículo, cuyo peso suspendido en vacío y a plena carga es de 1 500 kgf y 4 000 kgf respectivamente, se apoya con su peso uniformemente repartido sobre resortes de ballesta que tienen un coeficiente elástico de 150 kgf/cm y una flecha primitiva de 30 cm. Calcular:

1.º La deformación producida en la ballesta en vacío y a plena carga.
2.º Las flechas resultantes en vacío y en carga.

4.º Un vehículo, equipado con resortes de muelles (K = 100 kgf/cm) y amortiguadores hidráulicos telescópicos de 8 cm de diámetro de pistón, sufre una deformación de 5 cm en uno de sus muelles por efecto de un obstáculo del terreno. Calcular:

1.º La fuerza aplicada en el resorte.
2.º La energía de reacción absorbida por el amortiguador.
3.º El volumen de aceite desplazado por el pistón del amortiguador.

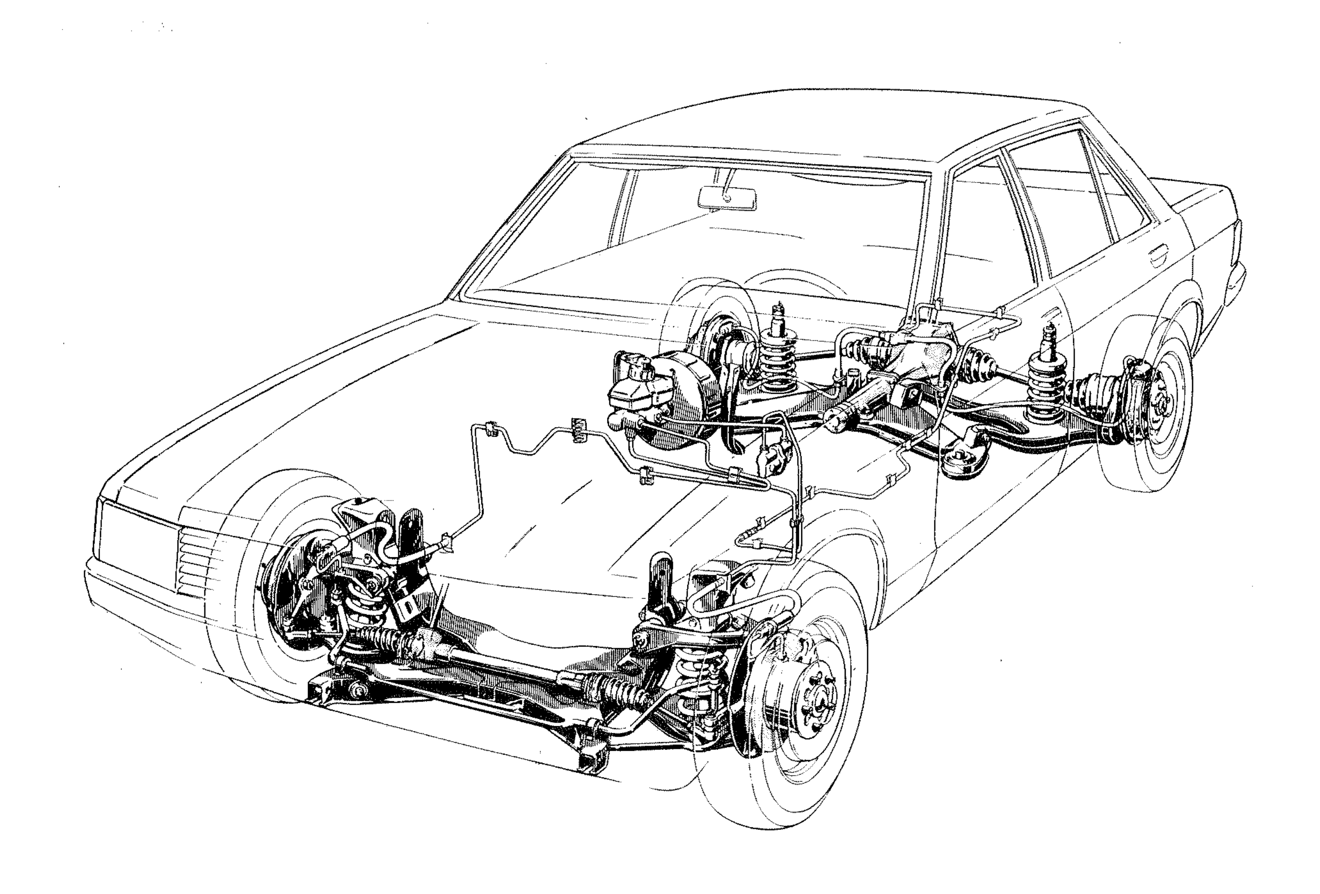
5.º Dibujar el circuito de alimentación en una suspensión neumática.

6.º Dibujar el circuito de alimentación de una suspensión hidroneumática.

7.º A un vehículo cuyo peso medio uniformemente repartido es de 1 500 kgf, se le quiere acoplar una suspensión neumática, aprovechando la instalación de aire comprimido para los frenos, cuya presión de salida es de 7 kgf/cm^2.

Calcular la superficie eficaz que debe darse al elemento neumático para que soporte la carga.

6. Estudio dinámico de los frenos



OBJETIVOS

— *Estudiar los efectos dinámicos que se producen en el vehículo durante el frenado.*

— *Determinar las fuerzas que intervienen en el frenado.*

— *Efectuar un estudio de la cinemática del frenado, especialmente de los parámetros que determinan las características del mismo.*

EXPOSICIÓN DEL TEMA

6.1 Fundamentos teóricos del frenado

Al estudiar la dinámica del movimiento en el tema 3 se vio que el par de transmisión *(C_t)*, aplicado a las ruedas de un vehículo, origina en ellas una fuerza de impulsión *(F_i)* que, transmitida a la masa del vehículo, produce el desplazamiento del mismo. Esta fuerza de impulsión por la velocidad media de desplazamiento, determina el trabajo desarrollado en el vehículo, que equivale a la energía cinética del movimiento; es decir:

$$\boxed{T = F_i \cdot e = \frac{1}{2} m \cdot v^2} \qquad [6.1]$$

Si al vehículo en movimiento se le aplica una fuerza igual y de sentido contrario a la fuerza que produce el movimiento, se origina en él una aceleración negativa o *deceleración* que llega a anular el movimiento ya que, para detener el vehículo, hay que anular el trabajo desarrollado absorbiendo la energía cinética producida en el movimiento; es decir, se debe aplicar una *fuerza de frenado (F_f)* que anule a la *fuerza de impulsión (F_i).*

El efecto de frenado consiste, por tanto, en *absorber la energía cinética producida por el vehículo en movimiento,* energía que es transformada en calor por el rozamiento mutuo entre los elementos de frenado, tales como zapatas de freno y tambor, pastillas de freno con su disco, etc., y disipado a la atmósfera.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 1

Calcular la energía cinética desarrollada por un vehículo en movimiento que pesa 1 200 kgf y que circula a una velocidad de 90 km/h.

Solución:

La masa del vehículo es:

$$m = \frac{P}{g} = \frac{1\,200}{9{,}81} = 122{,}3 \text{ kg}$$

La velocidad en m/s:

$$v = \frac{90}{3{,}6} = 25 \text{ m/s}$$

Al sustituir estos valores en la fórmula [6.1] se tiene:

$$T = \frac{1}{2} m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \times 122{,}3 \times 25^2 = 38\,218{,}75 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

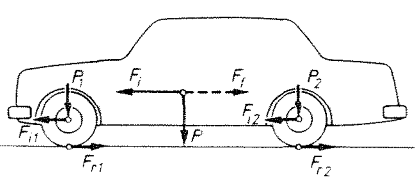


Fig. 6.1

6.1.1 *Fuerza de frenado*

Como la fuerza de impulsión originada en el vehículo viene determinada por la resistencia que oponen las ruedas en su desplazamiento (fig. 6.1), la *fuerza de frenado (F_f)* que hay que aplicar para detener el vehículo está también en función de la resistencia obtenida en las ruedas.

Observando la figura 6.1 se tiene:

$$F_{r_1} = P_1 \cdot \mu = F_{i_1}$$

y

$$F_{r_2} = P_2 \cdot \mu = F_{i_2}$$

con una fuerza de resistencia total:

$$F_r = F_{r_1} + F_{r_2} = (P_1 + P_2)\,\mu = P \cdot \mu = F_i$$

Por tanto, la fuerza de frenado *(F_f)* que hay que aplicar para anular *(F_i)*, en función del peso del vehículo *(P)* y del coeficiente de adherencia en las ruedas (μ), viene determinada por la expresión:

$$\boxed{F_f = P \cdot \mu} \qquad [6.2]$$

El *coeficiente de adherencia* en las ruedas está en función del desgaste de los neumáticos y del estado del terreno sobre el que se desplaza el vehículo. En la tabla 3.3 se indican algunos de los valores de μ según las condiciones del piso y del estado de los neumáticos.

EJERCICIOS RESUELTOS

Problema 2

Calcular la fuerza de frenado que hay que aplicar a un vehículo que pesa 1 600 kgf, con un coeficiente de adherencia en las ruedas de $\mu = 0{,}8$.

Solución:

Aplicando la fórmula [6.2], la fuerza de frenado que hay que ejercer para detener el vehículo es:

$$F_f = P \cdot \mu = 1\,600 \times 0{,}8 = 1\,280 \text{ kgf}$$

Problema 3

El vehículo del ejemplo anterior, en un momento dado, encuentra en la carretera zonas de hielo que hacen disminuir la adherencia en las ruedas a $\mu' = 0{,}07$. ¿Qué fuerza habría que aplicar a las ruedas en caso de frenado para que el vehículo no derrape?

Solución:

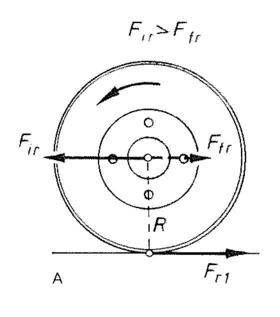
Aplicando a la fórmula [6.2] el nuevo coeficiente de adherencia, resulta:

$$F_f = P \cdot \mu' = 1\,600 \times 0{,}07 = 112 \text{ kgf}$$

6.1.2 *Consecuencias del frenado*

En la figura 6.2 se puede observar que si la fuerza de frenado *(F_{fr})* aplicada a la rueda es menor que la fuerza de impulsión en la misma *(F_{ir})*, originada por su par resistente, la resultante es *positiva* y hace que el vehículo se desplace, aunque con menor intensidad. Por el contrario, si se aplica una mayor fuerza de frenado *($F_{fr} > F_{ir}$)*, la resultante es *negativa*, creándose un par de fuerzas contrario al giro motor que bloquea la rueda y produce el arrastre de la misma.

Esto indica que por mucha fuerza de frenado que se aplique a un vehículo, éste no se detiene antes, ya que, para frenar, hay que transformar en calor la energía de desplazamiento. Si se bloquea la rueda, al no haber rozamiento entre sus elementos de frenado, deja de convertirse en calor la energía cinética del desplazamiento y, por tanto, el vehículo seguirá en movimiento hasta que la energía sea eliminada, lo que ocurre por efecto del rozamiento del neumático contra el terreno.



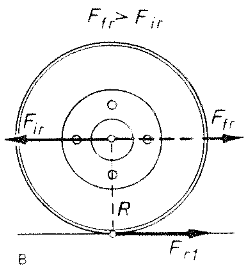


Fig. 6.2 Actuación de la fuerza de frenado: A, giro; B, bloqueo

6.1.3 *Efectos de un frenado desequilibrado*

Cuando el bloqueo de las ruedas se produce en uno solo de los ejes se origina la pérdida del control del vehículo, de forma que, si el bloqueo se produce sobre las

ruedas traseras, el arrastre producido en ellas tiende a ponerlas por delante de las delanteras, ya que éstas están frenadas, manifestándose el efecto por *bandazos traseros* en el vehículo. Si el bloqueo se produce sobre las ruedas delanteras, el arrastre en ellas, al no poder avanzar (por estar detenidas las traseras), se traduce en una *desviación lateral* del vehículo con la correspondiente pérdida del control de la dirección.

6.1.4 *Características de un correcto frenado*

De todo lo expuesto se deduce que la fuerza de frenado debe ser tal, que *detenga rápidamente la rueda pero sin llegar a bloquearla.* Como la fuerza de frenado también está en función del peso del vehículo y del coeficiente de adherencia en los neumáticos, se pone de relieve la importancia que tiene el estado de los mismos, así como las condiciones del terreno en el momento del frenado.

Un neumático desgastado disminuye el coeficiente de adherencia y, por tanto, la eficacia en los frenos. Lo mismo ocurre cuando el neumático pierde contacto con la calzada por el estado del suelo debido a la lluvia, barro, nieve, etc. Estas condiciones hacen disminuir el par resistente en las ruedas, de forma que la fuerza de frenado aplicada debe ser menor para que el vehículo no *derrape.*

6.2 **Frenado en curva**

Cuando el vehículo toma una curva se produce una *fuerza transversal* (F_c) como consecuencia de la fuerza centrífuga que actúa sobre el vehículo, cuyo valor, en función de la velocidad de desplazamiento y del radio de giro en la curva, es:

$$F_c = \frac{m \cdot v^2}{R_c} \qquad [6.3]$$

Esta componente (F_c), con la fuerza de desplazamiento del vehículo (F_i), origina (fig. 6.3) una *fuerza resultante* (F_R), cuyo valor debe ser inferior a la fuerza de reacción en las ruedas para que el vehículo no derrape.

$$F_R = \sqrt{F_i^2 + F_c^2} \leqslant A \qquad [6.4]$$

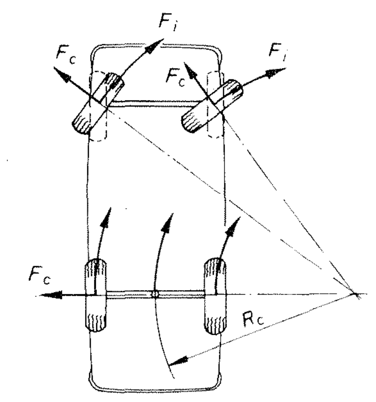
Cuando se frena en curva, se debe aplicar una fuerza de frenado (F_f) cuyo valor máximo, en función de la componente transversal, no rebase la ecuación de equilibrio [6.4]:

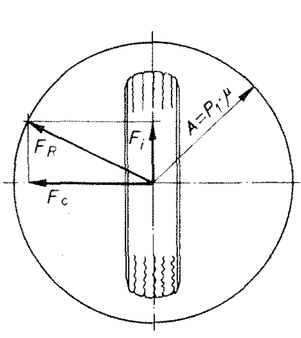
$$F_R = \sqrt{F_f^2 + F_c^2} \leqslant A \qquad [6.5]$$

La circunferencia de radio (A) representada en la figura 6.3 expresa gráficamente la condición de equilibrio en las ruedas para que no exista derrape, cuyo valor, en función de la adherencia en las ruedas, es:

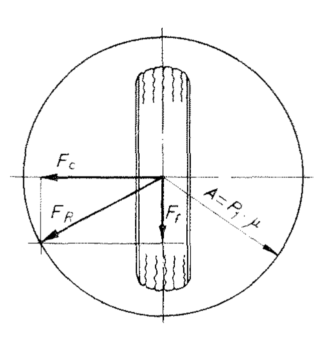
$$A = P_1 \cdot \mu \qquad [6.6]$$

A = radio del círculo de adherencia
P_1 = peso que gravita sobre la rueda
μ = coeficiente de adherencia





fuerzas al tomar la curva



fuerzas al frenar en una curva

Fig. 6.3

Cuando la resultante (F_R) de las dos fuerzas citadas no rebasa el límite de la circunferencia, no se produce patinaje en la rueda considerada; sin embargo, cuando (F_R) se sale del límite, aparece el blocaje de la rueda y el consiguiente resbalamiento de la misma. El área que expresa esta condición se llama *círculo de adherencia.*

De este razonamiento se deduce el peligro que encierra el frenado en curva, que será tanto mayor cuanto más elevada sea la velocidad del vehículo, ya que aumenta el valor de (F_c). El valor de estos parámetros (v) y (F_f), para un determinado radio de curva, deben estar conjugados para que la resultante máxima sea

($F_R = A$), encontrándose el vehículo en el límite del derrapado o patinaje. Al aumentar cualquiera de estos dos parámetros resulta ($F_R > A$); entonces, el vehículo no puede describir la curva sobre la calzada, saliéndose de ella por derrape.

Por tanto, para que no haya peligro de derrape se debe cumplir que ($F_R \leqslant A$).

EJERCICIO RESUELTO

Problema 4

Un vehículo que pesa 1 300 kgf, uniformemente repartidos entre sus ejes, con un coeficiente de adherencia en las ruedas de 0,8 y un ancho de vía de 1 200 mm, toma una curva de 200 m de radio a 60 km/h. Calcular:

1.º Si el vehículo puede derrapar o no al aplicarle una fuerza de frenado en la rueda de 180 kgf.
2.º La velocidad límite de derrape.
3.º La fuerza máxima que se puede aplicar al freno a esa velocidad sin que el vehículo derrape.

Solución:

1.º Considerando la rueda interna del vehículo, que por su menor radio de giro es la más afectada por la fuerza centrífuga, el valor de ésta es:

$$R_c = R_m - \frac{a}{2} = 200 - \frac{1,2}{2} = 199,4 \text{ m}$$

$$v = \frac{60 \times 1000}{3\,600} = 16,7 \text{ m/s}$$

$$m = \frac{P}{4 \cdot g} = \frac{1\,300}{4 \times 9,81} = 33,13 \text{ kg}$$

Con estos datos se calcula la fuerza centrífuga que actúa sobre la rueda:

$$F_c = \frac{m \cdot v^2}{R_c} = \frac{33,13 \times 16,7^2}{199,4} = 46,34 \text{ kgf}$$

La resultante de las fuerzas componentes durante el frenado es:

$$F_R = \sqrt{F_f^2 + F_c^2} = \sqrt{180^2 + 46,34^2} = 185,87 \text{ kgf}$$

Como el radio *(A)* del círculo de adherencia es igual a:

$$A = P_1 \cdot \mu = \frac{1\,300}{4} \times 0,8 = 260 \text{ kgf}$$

al ser $F_R < A$, el vehículo no derrapa.

2.º Dando valores a la ecuación de equilibrio [6.5], el valor de la velocidad límite de derrape para la fuerza de frenado aplicada es:

$$F_R = \sqrt{F_f^2 + F_c^2} = A$$

$$F_f^2 + F_c^2 = A^2$$

$$F_c^2 = A^2 - F_f^2$$

$$\frac{m \cdot v^2}{R_c} = \sqrt{A^2 - F_f^2}$$

$$v^2 = \frac{R_c}{m}\sqrt{A^2 - F_f^2} = \frac{199,4}{33,13}\sqrt{260^2 - 180^2} = 1\,129,2$$

$$v = \sqrt{1\,129,2} = 33,6 \text{ m/s} = 120,97 \text{ km/h}$$

3.º Estableciendo la ecuación de equilibrio [6.5] para la velocidad de 60 km/h, la fuerza máxima de frenado que se puede aplicar a la rueda es:

$$F_f^2 = A^2 - F_c^2$$

$$F_{f\,máx.} = \sqrt{A^2 - F_c^2} = \sqrt{260^2 - 46{,}34^2} = 255{,}8 \text{ kgf}$$

6.3 Eficacia de frenado y deceleración

El *coeficiente de adherencia* (μ) deducido de la fórmula [6.2] determina la *eficacia de los frenos (E)* en función de la fuerza aplicada *(F_f)* y del peso del vehículo *(P), haciéndose máxima ($F_{f\,máx.}$)* cuando lo sea el coeficiente de adherencia ($\mu = 1$) en las ruedas:

$$\mu = \frac{F_{f\,máx.}}{P} = E = 1 \qquad [6.7]$$

Sustituyendo los valores de fuerza y peso en función de la masa del vehículo, se tiene:

$$\mu = E = \frac{F_f}{P} = \frac{m \cdot d}{m \cdot g} = \frac{d}{g} \qquad [6.8A]$$

$$d = \frac{F_f \cdot g}{P} = \mu \cdot g \qquad [6.8B]$$

E = eficacia del frenado
m = masa del vehículo
d = deceleración
g = constante gravitatoria ($g = 9{,}81 \text{ m/s}^2$)

Esto demuestra que la eficacia de los frenos está también en función de la *deceleración* que se produce en el vehículo al frenar, que resulta ser *máxima* cuando se aproxima a la *aceleración de la gravedad;* es decir, cuando $d = 9{,}81$.

La eficacia de los frenos suele expresarse generalmente en (%). Partiendo de la fórmula [6.8A] se tiene que:

$$E\,(\%) = \frac{F_f}{P} \cdot 100 = \frac{d}{g} \cdot 100 \qquad [6.9]$$

EJERCICIOS RESUELTOS

Problema 5

¿Cuál es la deceleración máxima de frenado que se puede conseguir en un vehículo con un equipo de frenos que actúa sobre sus ruedas, sabiendo que el vehículo circula por una calzada cuyo coeficiente de adherencia es $\mu = 0{,}65$?

Solución:

El máximo valor teórico de la deceleración se calcula por medio de la fórmula [6.8B].

$$d = \mu \cdot g = 0{,}65 \times 9{,}81 = 6{,}37 \text{ m/s}^2$$

Problema 6

Los frenos de un vehículo que pesa 2 400 kgf efectúan una fuerza de 1 200 kgf sobre la periferia de las cubiertas. ¿Qué valor tiene la deceleración producida en el frenado y cuál es la eficacia de los frenos en %?

Solución:

Aplicando la fórmula [6.8B]:

$$d = \frac{F_f \cdot g}{P} = \frac{1\,200 \times 9{,}81}{2\,400} = 4{,}9 \text{ m/s}^2$$

Aplicando la fórmula [6.9], la eficacia de frenado es:

$$E = \frac{d}{g} \cdot 100 = \frac{4{,}9}{9{,}81} \times 100 = 50 \text{ \%}$$

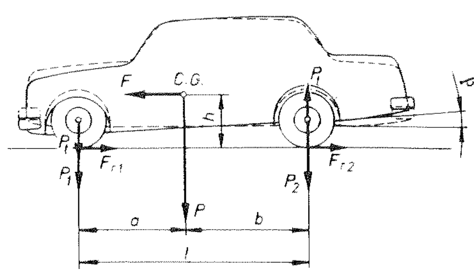


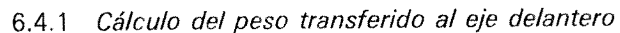
Fig. 6.4 Fuerzas que aparecen en el momento del frenado.

6.4 **Reparto de la fuerza de frenado**

Considerando en las cuatro ruedas el mismo grado de adherencia —ya que se suponen iguales los neumáticos y el suelo de rodadura— la fuerza de frenado se distribuye por igual entre las ruedas delanteras y las traseras en función del peso que soportan.

En el reparto de la fuerza de frenado hay que tener en cuenta que, en el momento de frenado y por efecto de la inercia, aparece (fig. 6.4) una fuerza *(F)* que, aplicada al centro de gravedad del vehículo, *desplaza al conjunto de elementos suspendidos (peso total del vehículo) hacia adelante.* Este efecto obliga a modificar las cargas sobre los ejes, ya que parte del peso se desplaza de las ruedas traseras a las delanteras, con lo cual aumenta la adherencia de éstas al suelo, debiéndose aplicar, por tanto, una mayor fuerza de frenado a las ruedas delanteras.

El peso transferido en función de la fuerza *(F)*, denominado *carga dinámica*, que depende del peso del vehículo y de la velocidad de desplazamiento, origina, en el momento de frenado, una inclinación del vehículo (fig. 6.4) cuyo ángulo (β) depende de la situación del centro de gravedad y de la distancia entre ejes, así como de las características de flexibilidad en la suspensión de sus ejes.



6.4.1 *Cálculo del peso transferido al eje delantero*

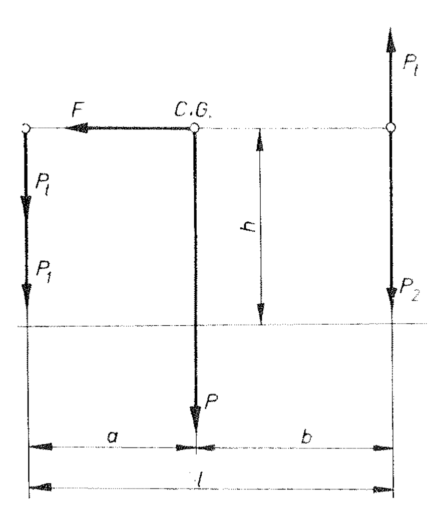


Fig. 6.5

Cuando las ruedas del vehículo son detenidas por efecto del frenado, la fuerza *(F)*, aplicada al centro de gravedad del mismo, origina un *par de torsión* (fig. 6.5) cuyo valor es:

$$C = F \cdot h = P \cdot \mu \cdot h$$

que transferido a los ejes del vehículo resulta:

$$C = P_t \cdot a + P_t \cdot b = P_t\,(a + b) = P_t \cdot l$$

Igualando ambas expresiones se tiene:

$$P \cdot \mu \cdot h = P_t \cdot l$$

$$\boxed{P_t = P \cdot \mu \cdot \frac{h}{l} = F_f \cdot \frac{h}{l}} \qquad [6.10]$$



P_t = peso transferido al eje delantero
P = peso del vehículo
μ = coeficiente de adherencia de las ruedas
h = altura del centro de gravedad
l = distancia entre ejes

El valor del *peso transferido* al eje delantero suele ser aproximadamente el 20 % del peso total del vehículo, calculándose en la mayoría de los casos por la fórmula empírica:

$$\boxed{P_t = 0{,}2\,P} \qquad [6.11]$$

Al diseñar un vehículo, el fabricante tiene en cuenta este efecto, a fin de no sobrepasar la fuerza de frenado en cada una de las ruedas, obteniendo así una gran eficacia en los frenos. Ésta llega al 100 % cuando *la fuerza de frenado es igual al peso real que descansa sobre cada rueda al frenar.*

Generalmente nunca se alcanza ese grado de eficacia en los frenos, considerándose buenos frenos cuando la eficacia es igual o mayor al 80 % ($E \geqslant 80$ %) y malos frenos cuando es igual o inferior al 50 % ($E \leqslant 50$ %).

EJERCICIO RESUELTO

Problema 7

Un vehículo que pesa 1 200 kgf, repartidos uniformemente entre los dos ejes, tiene el centro de gravedad a una altura de 600 mm sobre el terreno y una distancia entre ejes de 2 600 mm. Calcular el peso transferido al eje delantero, al aplicar una fuerza de frenado de 960 kgf.

Solución:

Aplicando la fórmula [6.10] se tiene:

$$P_t = F_f \cdot \frac{h}{l} = 960 \times \frac{600}{2\,600} = 221{,}5 \text{ kgf}$$

Aplicando la fórmula [6.11] resulta:

$$P_t = 0{,}2 \cdot P = 0{,}2 \times 1\,200 = 240 \text{ kgf}$$

6.4.2 *Reparto de cargas en los vehículos*

El reparto de cargas sobre los ejes del vehículo, según la posición del grupo motopropulsor, suele estar comprendido entre los siguientes valores:

— *Motor delantero y propulsión trasera* (fig. 6.6A): el 50 % para cada eje.

— *Motor y tracción delantera* (fig. 6.6B): el 60 % en el eje delantero y 40 % en el trasero.

— *Motor y propulsión traseros* (fig. 6.6C): el 40 % en el eje delantero y el 60 % en el trasero.

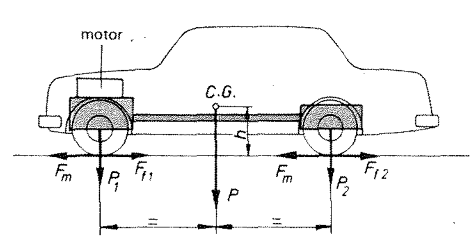


Fig. 6.6A

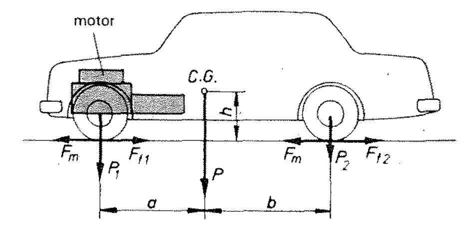


Fig. 6.6B

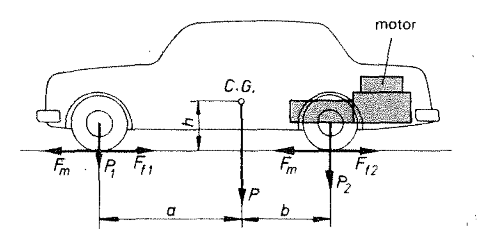


Fig. 6.6C

6.4.3 *Reparto de la fuerza de frenado sobre las ruedas*

Teniendo en cuenta que la fuerza de frenado que hay que aplicar a las ruedas de un vehículo es igual a la fuerza de adherencia en las mismas, determinada en función de la carga que gravita sobre ellas, la fuerza de frenado resultante está en función del *peso propio que soportan más el efecto dinámico* que actúa sobre las mismas durante el frenado.

Según esto, la *carga dinámica* que actúa sobre cada uno de los ejes es:
Eje delantero:

$$P_{1\,din.} = P_1 + P_t = P_1 + \frac{h}{l} \cdot F_f \qquad [6.12A]$$

Eje trasero:

$$P_{2\,din.} = P_2 - P_t = P_2 - \frac{h}{l} \cdot F_f \qquad [6.12B]$$

La fuerza de frenado en cada eje es:

$$F_{fd} = P_{1\,din.} \cdot \mu = \frac{P_{1\,din.} \cdot d}{g} \qquad [6.13A]$$

$$F_{ft} = P_{2\,din.} \cdot \mu = \frac{P_{2\,din.} \cdot d}{g} \qquad [6.13B]$$

EJERCICIO RESUELTO

Problema 8

Un vehículo que pesa 1 500 kgf, repartidos al 60 y 40 %, respectivamente, sobre los ejes delantero y trasero, tiene situado el centro de gravedad a 500 mm sobre el terreno y una batalla de 2 000 mm. ¿Qué fuerzas de frenado se obtienen en las ruedas al aplicar una fuerza total de frenado de 1 000 kgf?

Solución:

Los pesos que gravitan sobre cada eje son:

$$P_1 = 1\,500 \times 0{,}6 = 900 \text{ kgf}$$

$$P_2 = 1\,500 \times 0{,}4 = 600 \text{ kgf}$$

Las cargas dinámicas en cada eje, aplicando las fórmulas [6.12A y B], valen:

$$P_{1\,din.} = P_1 + \frac{h}{l} \cdot F_f = 900 + \frac{500}{2\,000} \times 1\,000 = 1\,150 \text{ kgf}$$

$$P_{2\,din.} = P_2 - \frac{h}{l} \cdot F_f = 600 - \frac{500}{2\,000} \times 1\,000 = 350 \text{ kgf}$$

La deceleración producida en el frenado se calcula por la fórmula:

$$d = E \cdot g = \frac{1\,000}{1\,500} \times 9{,}81 = 6{,}54 \text{ m/s}^2$$

Aplicando seguidamente las fórmulas [6.13A y B], el reparto de la fuerza de frenado sobre los ejes resulta igual a:

$$F_{fd} = \frac{P_{1\,din.} \cdot d}{g} = \frac{1\,150 \times 6{,}54}{9{,}81} = 766{,}7 \text{ kgf}$$

$$F_{ft} = \frac{P_{2\,din.} \cdot d}{g} = \frac{350 \times 6{,}54}{9{,}81} = 233{,}3 \text{ kgf}$$

Aplicando la fórmula empírica [6.11], el reparto de cargas sobre cada eje resulta:

$$F_{fd} = P_{1\,din.} \cdot \mu = (P_1 + 0,2\ P)\ \mu$$

$$F_{ft} = P_{2\,din.} \cdot \mu = (P_2 - 0,2\ P)\ \mu$$

Suponiendo el peso total repartido uniformemente entre ambos ejes, las cargas dinámicas en los mismos son:

$$P_{1\,din.} = 0,5\ P + 0,2\ P = 0,7\ P$$

$$P_{2\,din.} = 0,5\ P - 0,2\ P = 0,3\ P$$

resultando unas fuerzas de frenado para cada eje:

$$\boxed{F_{fd} = 0,7\ P \cdot \mu = 0,7\ F_f} \qquad [6.14A]$$

$$\boxed{F_{ft} = 0,3\ P \cdot \mu = 0,3\ F_f} \qquad [6.14B]$$

EJERCICIO RESUELTO

Problema 9

Un vehículo, cuyo peso total de arrastre es de 1 200 kgf repartidos al 50 % sobre cada eje, tiene aplicada una fuerza de frenado en su sistema de 1 080 kgf. Calcular:

1.º La fuerza de frenado aplicada a cada rueda del vehículo.
2.º La eficacia de los frenos.
3.º La deceleración producida en el frenado.
4.º El peso transferido a las ruedas delanteras y el incremento de la fuerza de frenado en ellas.

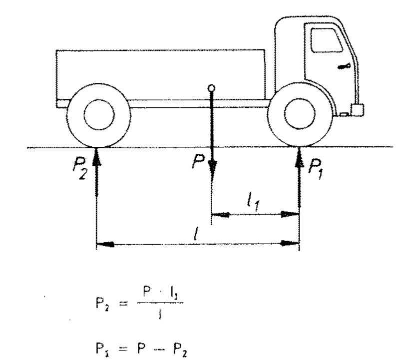


Fig. 6.7A Vehículo vacío.

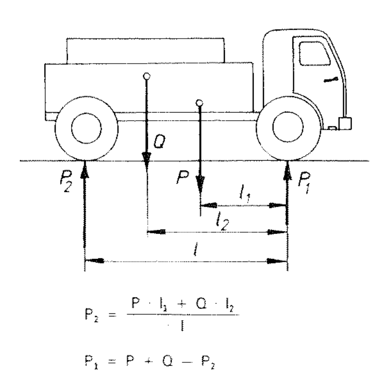


Fig. 6.7B Vehículo cargado.

Solución:

1.º Aplicando las fórmulas [6.14A y B], la fuerza de frenado en cada una de las ruedas del vehículo es:

$$F_{frd} = \frac{F_{fd}}{2} = \frac{0,7 \cdot F_f}{2} = \frac{0,7 \times 1\ 080}{2} = 378\ \text{kgf}$$

$$F_{frt} = \frac{F_{ft}}{2} = \frac{0,3 \cdot F_f}{2} = \frac{0,3 \times 1\ 080}{2} = 162\ \text{kgf}$$

2.º Aplicando la fórmula [6.8A], la eficacia de los frenos es:

$$E = \frac{F_f}{P} = \frac{1\ 080}{1\ 200} = 0,9 = 90\ \%$$

3.º La deceleración producida en el frenado según la fórmula [6.8B] resulta igual a:

$$d = E \cdot g = 0,9 \times 9,81 = 8,8\ \text{m/s}^2$$

4.º El peso transferido a las ruedas delanteras es:

$$P_t = 0,2\ P = 0,2 \times 1\ 200 = 240\ \text{kgf}$$

que supone un incremento de fuerza de frenado en cada rueda delantera de:

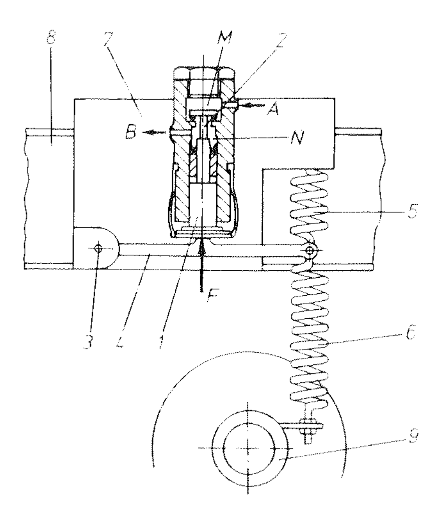
$$\Delta F_f = \frac{P_t \cdot \mu}{2} = \frac{240 \times 0,9}{2} = 108\ \text{kgf}$$

6.4.4 *Compensador de frenada*

Se ha llegado a la conclusión de que la *fuerza de frenado aplicada a las ruedas de un vehículo debe ser en todo momento igual al peso que gravita sobre ellas* para obtener la máxima eficacia de frenado. Ocurre, sobre todo en autocares y camio-

nes, que la diferencia de peso en vacío (fig. 6.7A) y a plena carga (fig. 6.7B) es considerable; por esta razón, la fuerza de frenado a aplicar en unas y otras condiciones debe ser distinta. Como el sistema de frenos es invariable para un circuito dado, si éstos se regulan a plena carga, cuando el vehículo circule en vacío, la fuerza de frenado rebasará el peso del vehículo, produciendo el bloqueo de las ruedas. Por el contrario, si se regulan los frenos para un peso en vacío, cuando circulen a plena carga la eficacia de los frenos será muy pequeña.

Para evitar esto, se coloca en los vehículos un *compensador de frenada* que consiste (fig. 6.8) en una válvula (2) que limita la presión del líquido en los frenos en función de la carga.



1 émbolo
2 válvula
3 articulación palanca
4 palanca
5 muelle superior
6 muelle inferior
7 soporte válvula
8 bastidor
9 puente trasero

A entrada de líquido a la válvula
B salida de líquido
M cámara superior
N cámara inferior

Fig. 6.8 Montaje de la válvula limitadora.

6.4.4.1 *Montaje y funcionamiento de la válvula*

El funcionamiento (fig. 6.8) de este dispositivo está basado en la distancia que hay entre el eje del puente trasero (9) y el bastidor (8); esta distancia guarda relación directa con la carga que sobre él gravita. El dispositivo va montado de forma que exista equilibrio entre la tensión de los muelles (5 y 6) que controlan el desplazamiento de la palanca (4).

Cuando el vehículo no está cargado, el bastidor (8) sube, con lo cual la tensión del muelle (6) aumenta, realizando un esfuerzo sobre la palanca (4) hacia abajo y deja de hacer presión en *(F)*. En estas condiciones, el líquido que entra por *(A)* al interior de la cámara *(M)* empuja la válvula (2) que cierra el paso a la cámara *(N)*, regulando la presión en el líquido que sale por *(B)* hacia los cilindros de las ruedas.

Cuando el vehículo está cargado el bastidor baja, con lo cual la tensión del muelle (6) disminuye, haciendo que la palanca (4), sometida a la tensión del muelle (5), ejerza un empuje en *(F)* que impide que la válvula se cierre por la presión del líquido que entra por *(A)*. En estas condiciones, el líquido pasa con toda su presión a la cámara *(N)* saliendo por *(B)* a los cilindros de las ruedas.

Para cargas medias la presión del líquido que entra por *(A)* es contrarrestada con el empuje del pistón en *(F)*, cerrando o abriendo más o menos la válvula para regular la presión en los bombines de las ruedas. Así se ajusta *automáticamente la fuerza de frenado a la carga del vehículo* y se elimina el peligro de blocaje en las ruedas o la falta de eficacia en los frenos.

6.5 Fuerzas de aplicación a los frenos

La fuerza de frenado *(F_f)* que se origina en la periferia de la rueda para detener el movimiento del vehículo es motivada por la fricción entre los elementos de frenado al aplicar (fig. 6.9) una *fuerza de rozamiento (F_R)*. Como el par de frenado *(C_f)* es constante y las fuerzas resultantes son inversamente proporcionales a los radios de giro, la fuerza de frenado o fuerza de rozamiento originada en el tambor o disco de freno en función de su radio, resulta:

$$C_f = F_f \cdot R = F_R \cdot R_1$$

$$F_R = F_f \cdot \frac{R}{R_1} \qquad [6.15A]$$

$$F_R = P \cdot \mu \cdot \frac{R}{R_1} \qquad [6.15B]$$

F_R = fuerza de rozamiento en los elementos de frenado.
P = peso del vehículo
μ = coeficiente de adherencia en las ruedas
R = radio de la rueda
R_1 = radio de aplicación de los ferodos sobre la superficie de fricción del tambor o disco

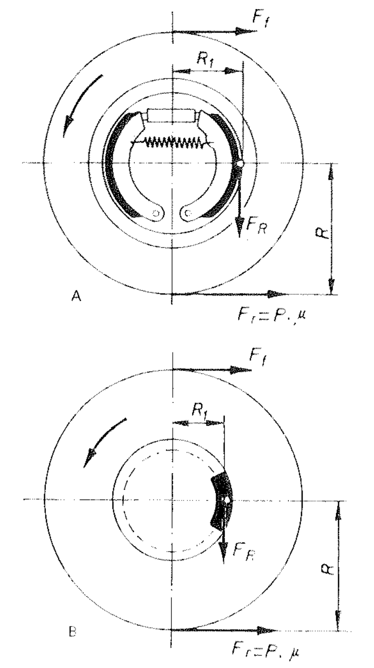


Fig. 6.9 Fuerza de rozamiento en los frenos: A, frenos de tambor; B, frenos de disco.

Problema 10

Un vehículo con ruedas de 600 mm de diámetro, tiene acoplados unos tambores de freno cuyo diámetro es de 250 mm. ¿Qué esfuerzo de rozamiento es necesario aplicar sobre los tambores para obtener una fuerza de frenado en las ruedas de 100 kgf?

Solución:

Aplicando la fórmula [6.15A], la fuerza de rozamiento en cada rueda es:

$$F_R = F_f \cdot \frac{R}{R_1} = 100 \times \frac{300}{125} = 240 \text{ kgf}$$

Problema 11

¿Qué esfuerzo de rozamiento es necesario aplicar sobre los tambores del ejercicio anterior para detener el vehículo, sabiendo que pesa 1 200 kgf y que tiene un coeficiente de adherencia en las ruedas de 0,85?

Solución:

Aplicando la fórmula [6.15B], la fuerza de rozamiento total que hay que aplicar a los frenos es:

$$F_R = P \cdot \mu \cdot \frac{R}{R_1} = 1\,200 \times 0{,}85 \times \frac{300}{125} = 2\,448 \text{ kgf}$$

6.5.1 *Fuerza de rozamiento*

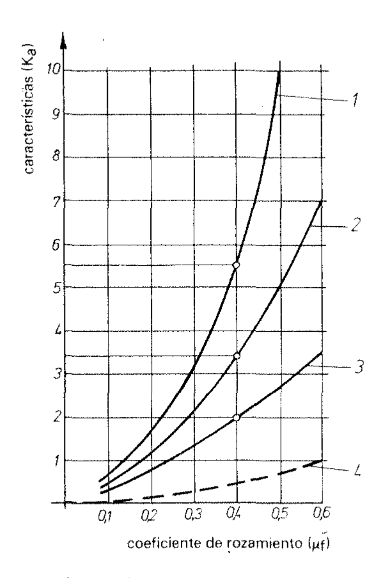
Durante la acción de frenado, la fuerza aplicada por los elementos de mando (hidráulicos o mecánicos) sobre las zapatas o pastillas de freno hace que éstas se adapten a la superficie del tambor o disco con una *fuerza de contacto* (F_S) que proporciona la resistencia de fricción requerida en el frenado.

Esta resistencia o *fuerza de rozamiento* (F_R) depende, por tanto, de la fuerza de contacto (F_S) y del coeficiente de rozamiento en la guarnición de los ferodos (μ_f), así como de la calidad de las superficies del tambor o disco, que deben ser lo más finas posibles, para evitar un desgaste excesivo en las guarniciones o forros de freno.

Prescindiendo de la calidad de mecanizado en los elementos de frenado, la fuerza de rozamiento o de fricción tiene por valor:

$$F_R = F_S \cdot \mu_f \qquad [6.16]$$

F_S = fuerza de contacto o de acoplamiento entre las superficies rozantes
μ_f = coeficiente de rozamiento o de fricción en los ferodos, que oscila entre 0,25 y 0,6



1 servofreno
2 freno dúplex
3 freno símplex
4 frenos de disco

Fig. 6.10

6.5.1.1 *Características de los frenos de tambor*

1. *Coeficiente de acoplamiento.*

En este tipo de frenos, debido a las características particulares del sistema de acoplamiento de las zapatas al tambor, la *fuerza de contacto* (F_S) es superior a la *fuerza aplicada a los frenos* (F_{fa}) de forma que, la relación que existe entre la fuerza de acoplamiento y la fuerza aplicada, determina la característica o *coeficiente de acoplamiento* (K_a) del freno correspondiente empleado en el sistema.

$$K_a = \frac{F_S}{F_{fa}} \qquad [6.17]$$

Esta característica de los frenos (fig. 6.10), permite obtener una mayor fuerza de rozamiento y, por tanto, se requiere menor fuerza de aplicación en los elementos de mando.

La fuerza de rozamiento o resistencia a la fricción en función de la fuerza aplicada es:

$$F_R = F_S \cdot \mu_f = F_{fa} \cdot K_a \cdot \mu_f \qquad [6.18]$$

EJERCICIO RESUELTO

Problema 12

A un vehículo con frenos de tambor, cuyos ferodos tienen un coeficiente de rozamiento de 0,4 y una característica 3, se le aplica una fuerza de frenado en rueda de 450 kgf. ¿Qué valor tiene la fuerza de rozamiento obtenida en el frenado?

Solución:

Aplicando la fórmula [6.18] resulta:

$$F_R = F_{fa} \cdot K_a \cdot \mu_f = 450 \times 3 \times 0{,}4 = 540 \text{ kgf}$$

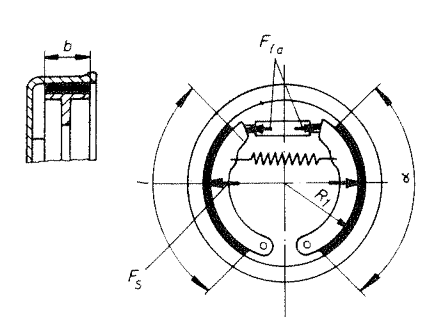


Fig. 6.11 Representación de la solicitación de las superficies.

2. *Carga superficial específica.*

Durante el frenado, las superficies de las guarniciones o ferodos resultan fuertemente cargadas debido a la presión de contacto originada por la fuerza que actúa sobre ellas. Esta presión de contacto *(p_c)*, o carga por unidad de superficie, no debe sobrepasar el valor máximo permisible, calculándose en función de la superficie de frenado. La superficie de frenado *(S)*, según la figura 6.11, resulta:

$$S = 2 \cdot l \cdot b = 2 \cdot \frac{\pi \cdot R_1 \cdot \alpha}{180^\circ} \cdot b \qquad [6.19]$$

l = longitud de la zapata
b = ancho de la zapata
R_1 = radio del tambor
α = ángulo de la superficie de acoplamiento con respecto a la longitud del tambor

Con este valor, la *carga específica* o presión superficial es:

$$p_c = \frac{F_S}{S} \qquad [6.20]$$

En todos los casos la carga superficial específica tiene un valor máximo de 10 kgf/cm² que no se debe sobrepasar.



EJERCICIO RESUELTO

Problema 13

Un tambor de freno con un diámetro interior de 260 mm tiene acopladas unas zapatas de 40 mm de ancho que abarcan un ángulo de 120° sobre la superficie de rozamiento del tambor. Calcular la carga específica o presión de contacto al aplicar una fuerza de 800 kgf.

Solución:

Según la fórmula [6.19], la superficie de rozamiento es:

$$S = 2 \cdot \frac{\pi \cdot R_1 \cdot \alpha}{180^\circ} \cdot b = 2 \times \frac{3{,}14 \times 13 \times 120^\circ}{180^\circ} \times 4 = 217{,}7 \text{ cm}^2$$

Aplicando la fórmula [6.20], la carga superficial correspondiente es:

$$p_c = \frac{F_S}{S} = \frac{800}{217{,}7} = 3{,}67 \text{ kgf/cm}^2$$

6.5.1.2 *Características de los frenos de disco*

1. *Fuerza de rozamiento.*

En este tipo de frenos (fig. 6.12), la *fuerza de acoplamiento (F_S)* es igual a la *fuerza aplicada (F_{fa})*, lo cual hace que estos frenos necesiten una mayor fuerza en

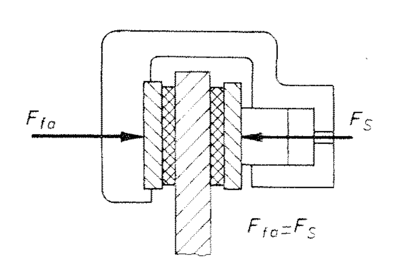


Fig. 6.12

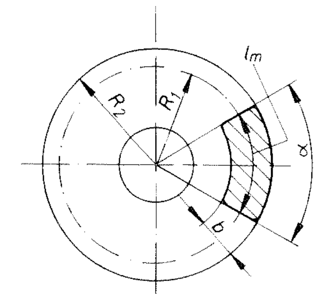


Fig. 6.13 Dimensiones del forro de freno.

el sistema de mando para obtener la fuerza de rozamiento requerida en el frenado. Según esto, la *fuerza de rozamiento (F_R)* en estos frenos vale:

$$F_R = F_S \cdot \mu_f = F_{fa} \cdot \mu_f \qquad [6.21]$$

2. *Carga superficial específica.*

La *presión de contacto (p_c)* en estos frenos, calculada en función de la fuerza de contacto ($F_S = F_{fa}$) y la superficie de acoplamiento de las pastillas de freno, es igual a la expresión [6.19]. La superficie de frenado según la figura 6.13 es:

$$S = 2 \cdot l_m \cdot b = 2 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \alpha}{360°} \cdot b \qquad [6.22]$$

con lo que la carga superficial específica, como en el caso anterior, vale:

$$p_c = \frac{F_S}{S} = \frac{F_{fa}}{S} \qquad [6.23]$$

EJERCICIO RESUELTO

Problema 14

A un vehículo con rueda de 600 mm de diámetro, frenos de disco de 250 mm de diámetro, forros de freno de longitud media igual a 100 mm y ancho de ferodo de 40 mm, se le aplica una fuerza de frenado *(F_f)* en la rueda de 100 kgf. Calcular:

1.º La fuerza que hay que aplicar a los frenos, sabiendo que el coeficiente de rozamiento en los ferodos es de 0,45.

2.º La carga superficial específica a que están sometidos los forros de freno.

Solución:

1.º El diámetro medio de aplicación de las pastillas sobre el disco es de:

$$D_1 = 250 - 20 = 230 \text{ mm}$$

Aplicando la fórmula [6.15A], la fuerza de rozamiento en el disco es:

$$F_R = F_f \cdot \frac{R}{R_1} = 100 \times \frac{300}{115} = 260{,}9 \text{ kgf}$$

Con la fórmula [6.21] se obtiene una fuerza de contacto o de aplicación en los frenos de:

$$F_{fa} = \frac{F_R}{\mu_f} = \frac{260{,}9}{0{,}45} = 579{,}7 \text{ kgf}$$

2.º Aplicando la fórmula [6.22], la superficie de contacto en los forros es:

$$S = 2 \cdot l_m \cdot b = 2 \times 10 \times 4 = 80 \text{ cm}^2$$

resultando una carga específica en los forros de freno:

$$p_c = \frac{F_{fa}}{S} = \frac{579{,}7}{80} = 7{,}25 \text{ kgf/cm}^2$$

6.5.2 *Fuerza de mando en los frenos*

La fuerza de mando *(F_{fa})* transmitida a los forros de freno por medio de un fluido hidráulico o neumático, está en función de la presión de mando y de la superficie del émbolo en el cilindro acoplado. Según esto la fuerza aplicada es:

$$F_{fa} = p_h \cdot S = p_h \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \qquad [6.24]$$

F_{fa} = fuerza de mando aplicada a los frenos
p_h = presión hidráulica
S = superficie del émbolo
d = diámetro del émbolo

Con esta fuerza aplicada, la fuerza resultante en los frenos o fuerza de rozamiento según el tipo de freno empleado resulta:

Frenos de tambor:

$$\boxed{F_R = F_{fa} \cdot K_a \cdot \mu_f} \qquad [6.25A]$$

Frenos de disco:

$$\boxed{F_R = F_{fa} \cdot \mu_f} \qquad [6.25B]$$

EJERCICIO RESUELTO

Problema 15

Calcular la fuerza de rozamiento que se obtiene en un freno de tambor que tiene un coeficiente de acoplamiento $K_a = 3$ y un coeficiente de fricción en los ferodos de 0,5, al aplicar sobre su doble cilindro de mando, de diámetro 46 mm, una presión hidráulica de 5,5 kgf/cm².

Solución:

Aplicando la fórmula [6.24], la fuerza aplicada en el mando es:

$$F_{fa} = p_h \cdot 2 \cdot S = p_h \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 5{,}5 \times 2 \times \frac{3{,}14 \times 4{,}6^2}{4} = 182{,}7 \text{ kgf}$$

obteniendo una fuerza de rozamiento en los frenos de:

$$F_R = F_{fa} \cdot K_a \cdot \mu_f = 182{,}7 \times 3 \times 0{,}5 = 274 \text{ kgf}$$

6.6 Distancia de parada

Se llama *distancia de parada (e),* al espacio recorrido por el vehículo desde que se accionan los frenos hasta que se detiene por completo. Esta distancia depende de la fuerza de frenado, grado de adherencia al suelo en ese momento, velocidad del vehículo, fuerza y dirección del viento, etc., factores todos ellos variables y muy difíciles de determinar que no permitirán calcular con exactitud el valor de la distancia de parada.

6.6.1 *Cálculo de la distancia de parada*

Esta distancia *(e)* viene determinada en función del trabajo a realizar para absorber la energía cinética que posee el vehículo en movimiento en el momento del frenado.

La energía cinética del vehículo es:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$$

y el trabajo a realizar (T) para absorber esa energía en el frenado:

$$T = F_f \cdot e$$

Igualando ambas expresiones, ya que $E_c = T$, se tiene:

$$F_f \cdot e = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$$

de donde el espacio recorrido durante el frenado es:

$$e = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot F_f} \qquad [6.26A]$$

m = masa del vehículo = $\frac{P}{g}$
v = velocidad de desplazamiento
F_f = fuerza de frenado
e = espacio recorrido hasta que se detiene el móvil

Sustituyendo los valores de la masa y la fuerza de frenado en la fórmula [6.26A] se tiene:

$$e = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot F_f} = \frac{\frac{P}{g} \cdot v^2}{2 \cdot P \cdot \mu} = \frac{v^2}{2 \cdot g \cdot \mu} = \frac{v^2}{2 \cdot d} \qquad [6.26B]$$

Como puede apreciarse, la distancia de parada es independiente del resto del vehículo, estando solamente en función de la velocidad del mismo y de la eficacia de los frenos. Por ello la distancia de parada es igual para todos los vehículos, siempre que la velocidad y eficacia de frenado sea la misma.

EJERCICIOS RESUELTOS

Problema 16

Calcular la velocidad que lleva un vehículo en el preciso momento de aplicar su equipo de frenos, sabiendo que la distancia de frenado hasta detenerse es de 30 m y que sus ruedas fueron blocadas. La calzada por donde circula el vehículo es de asfalto seco.

Solución:

En primer lugar se determina en la tabla 3.3 el coeficiente de adherencia: $\mu = 0,6$. La máxima deceleración se calcula con la fórmula [6.8B]:

$$d = \mu \cdot g = 0,6 \times 9,81 = 5,88 \text{ m/s}^2$$

Despejando de la fórmula [6.26B] el valor de *(v)* se tiene:

$$e = \frac{v^2}{2 \cdot d}$$

$$v^2 = 2 \cdot d \cdot e = 2 \times 5,88 \times 30 = 352,8$$

$$v = \sqrt{352,8} = 18,78 \text{ m/s}$$

$$v = \frac{18,76 \times 3\,600}{1\,000} = 67,54 \text{ km/h}$$

Problema 17

Las ruedas motrices de un camión, cuyo diámetro es de 940 mm, soportan una carga entre el neumático y el pavimento de 12 000 kgf. Calcular el máximo par de transmisión que debe actuar sobre las mismas para que no exista patinaje sobre el pavimento de cemento liso ($\mu = 0,7$).

Solución:

$$C_t = \mu \cdot P \cdot R = 0,7 \times 12\,000 \times \frac{0,94}{2} = 3\,948 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

Problema 18

Calcular el máximo par de frenado de una rueda en que la carga que actúa sobre ella y sobre el suelo es de 2 500 kgf, sabiendo que su radio es de 450 mm, para que no quede bloqueada al frenar sobre una calzada cuyo coeficiente de adherencia es de 0,5.

Solución:

$$C_f = C_t = \mu \cdot P \cdot R = 0{,}5 \times 2\,500 \times 0{,}45 = 562{,}50 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

Problema 19

Un vehículo con un coeficiente de adherencia en las ruedas de 0,8 y que pesa 1 800 kgf, circula a una velocidad de 72 km/h. Calcular la distancia de parada necesaria para detener el vehículo, sabiendo que se le aplica al freno la fuerza de frenado máxima, es decir, que actúa sobre el vehículo la deceleración máxima.

Solución:

$$v = \frac{72 \times 1\,000}{3\,600} = 20 \text{ m/s}$$

La distancia de parada teórica, aplicando la fórmula [6.26A], es:

$$e = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot F_f} = \frac{\frac{P}{g} \cdot v^2}{2 \cdot F_f} = \frac{\frac{1\,800}{9{,}81} \times 20^2}{2 \times 1\,800 \times 0{,}8} = 25{,}48 \text{ m}$$

Por otra parte, también:

$$e = \frac{v^2}{2 \cdot g \cdot \mu} = \frac{20^2}{2 \times 9{,}81 \times 0{,}8} = 25{,}48 \text{ m}$$

6.6.2 *Cálculo abreviado de la distancia de parada*

La distancia de parada de los vehículos suele calcularse por medio de una fórmula simplificada; en esta fórmula no se tiene en cuenta la resistencia del viento, se considera la máxima presión de inflado en los neumáticos —suponiendo éstos en buen estado— y en el momento de aplicar la máxima fuerza de frenado.

$$\boxed{e = \frac{v^2}{E \cdot 254}} \qquad [6.27]$$

e = distancia de parada en m
v = velocidad en km/h
E = eficacia de los frenos

Dando valores a esta fórmula, con una eficacia de frenado conocida, se puede representar en un gráfico (fig. 6.14) la distancia de parada en función de la velocidad del vehículo.

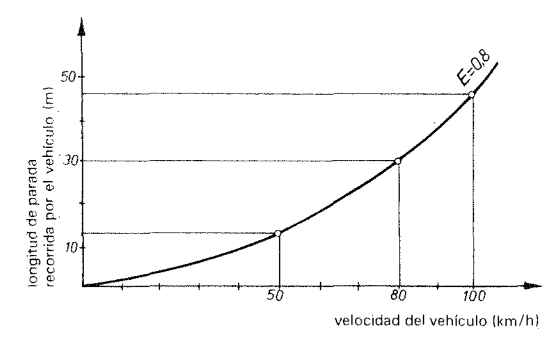


Fig. 6.14 Diagrama de distancias de parada con una eficacia del 80 %.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 20

Un vehículo circula a una velocidad de 100 km/h y tiene una eficacia de frenado del 90 %. ¿Qué distancia se necesita para detener el vehículo?

Solución:

Dando valores a la fórmula simplificada [6.27] se tiene:

$$e = \frac{v^2}{E \cdot 254} = \frac{100^2}{0{,}9 \times 254} = 43{,}74 \text{ m}$$

6.7 Tiempos y espacios o distancias totales de frenado

Es evidente que la detención de un vehículo consume un determinado tiempo, durante el cual se desplaza con velocidad decreciente. A continuación se examinan los conceptos relacionados con la cinemática del frenado.

6.7.1 *Tiempo teórico de frenado*

Si a un móvil se le aplica una fuerza de sentido contrario al movimiento, se producirá en él una *deceleración* (aceleración negativa); por tanto, si a un vehículo que está en movimiento se le aplica una fuerza de frenado, se origina una deceleración en su movimiento que será proporcional a la fuerza aplicada, al ser constante la masa del mismo.

Según esto, la deceleración *(d)* producida en el vehículo se calcula de la forma siguiente:

Se recordará que $F_f = m \cdot d$; luego, despejando *(d)* resulta:

$$d = \frac{F_f}{m} \qquad [6.28]$$

Como la velocidad es $v = d \cdot t_f$, el tiempo de frenado *(t_f)* será:

$$t_f = \frac{v}{d} \qquad [6.29]$$

o también, sustituyendo los valores de *(d)*, *(m)* y (μ) por los indicados:

$$d = \frac{F_f}{m} \quad ; \quad m = \frac{P}{g} \quad ; \quad \mu = E$$

se tiene:

$$t_f = \frac{v}{d} = \frac{v}{\frac{F_t}{m}} = \frac{v \cdot m}{F_t} = \frac{v \cdot \frac{P}{g}}{P \cdot \mu} = \frac{v \cdot P}{P \cdot \mu \cdot g} = \frac{v}{E \cdot g}$$

$$t_f = \frac{v}{E \cdot g} \qquad [6.30]$$

6.7.2 *Tiempo real de parada*

En el efecto de frenado hay que tener en cuenta que, desde que el conductor ve el obstáculo hasta que pisa el freno, transcurre un cierto tiempo, llamado *tiempo de reacción (t_r)* que, en condiciones normales de reflejos, suele ser de un segundo; luego el *tiempo de parada real (t_p)* en segundos de un vehículo es:

$$t_p = t_f + t_r = \frac{v}{d} + 1 \qquad [6.31]$$

6.7.3 *Espacio total de frenado*

El tiempo de reacción también hay que tenerlo en cuenta al calcular la distancia de parada, ya que durante ese tiempo el vehículo habrá recorrido un cierto espacio, llamado *espacio de reacción (e_r)* (fig. 6.15).

Luego el espacio total recorrido por el vehículo para detenerse es:

$$e_t = e + e_r = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot F_f} + v_s \qquad [6.32A]$$

e_t = espacio total del recorrido
e = espacio de frenado
e_r = espacio de reacción

ya que *(e_r)* es igual a *(v_s)* (espacio recorrido en un segundo); o también, al sustituir en la fórmula [6.32A] el valor de *(F_f)* de la fórmula [6.28]:

$$e_t = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot m \cdot d} + v_s = \frac{v^2}{2 \cdot d} + v_s \qquad [6.32B]$$

Lógicamente, los espacios de frenado son proporcionales a la velocidad del vehículo, igual que los espacios o caminos de reacción (fig. 6.15).

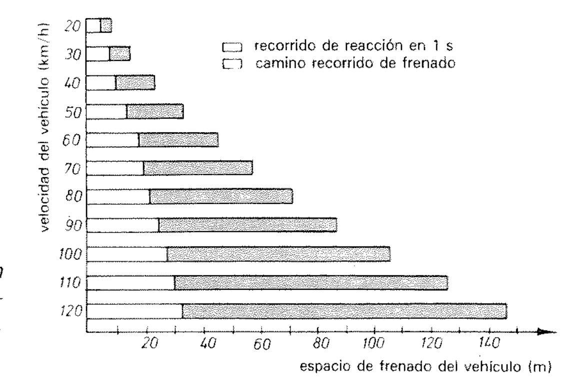


Fig. 6.15 Espacio recorrido en el frenado a distintas velocidades.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 21

Un vehículo con una eficacia en los frenos del 80 %, circula a una velocidad de 110 km/h. Calcular:

1.º La distancia de parada teórica y real.
2.º El tiempo que tardaría en pararse teniendo en cuenta la reacción del conductor.
3.º La deceleración producida en el frenado.

Solución:

1.º La velocidad del vehículo en m/s es de:

$$v = \frac{110 \times 1\,000}{3\,600} = \frac{110}{3{,}6} = 30{,}56 \text{ m/s}$$

La distancia de parada es:

$$e = \frac{v^2}{2 \cdot g \cdot \mu} = \frac{30{,}56^2}{2 \times 9{,}81 \times 0{,}8} = 59{,}5 \text{ m}$$

y la distancia total real:

$$e_t = e + e_r = 59{,}5 + 30{,}56 = 90{,}06 \text{ m}$$

2.º El tiempo que tardará en pararse:

$$t_f = \frac{v}{E \cdot g} = \frac{30{,}56}{0{,}8 \times 9{,}81} = 3{,}89 \text{ s}$$

con un tiempo real de frenado igual a:

$$t_p = t_f + t_r = 3{,}89 + 1 = 4{,}89 \text{ s}$$

3.º La deceleración producida en el vehículo durante el frenado, deducida de la fórmula [6.29], es:

$$d = \frac{v}{t_f} = \frac{30{,}56}{3{,}89} = 7{,}86 \text{ m/s}^2$$

6.8 Disposiciones legales para la instalación de frenos en los vehículos

Estas disposiciones implantadas por decreto ley y tenidas en cuenta por los fabricantes de automóviles, son contrastadas por la Jefatura de Industria para poder dar de alta los vehículos fabricados. Entre ellas se pueden destacar las siguientes:

1.º Todo vehículo debe tener dos sistemas de freno, independientes uno del otro, de forma que pueda funcionar uno de ellos cuando falle el otro.

2.º Uno de los sistemas debe actuar mecánicamente y poderse fijar cuando el vehículo quede estacionado.

3.º Los frenos de servicio deben actuar enérgicamente sobre el vehículo en movimiento, debiendo producir una deceleración mínima de 2,5 m/s^2.

4.º De tener que utilizar el freno auxiliar de estacionamiento como freno de emergencia, éste debe ser capaz de producir una deceleración mínima de 1,5 m/s^2.

5.º Los remolques con dos o más ejes deben disponer de una instalación propia de frenado capaz de producir una deceleración mínima de 2,5 m/s^2 y, al desconectarse del vehículo de arrastre, sus ruedas deben quedar bloqueadas automáticamente.

6.º Los remolques de un solo eje, no necesitan instalación de frenos propia cuando la carga por eje remolcado sea inferior a la mitad del peso en vacío del vehículo tractor.

7.º Los vehículos cuyo peso total sea superior a las 5,5 t, deben ir equipados con un tercer freno de servicio.

8.º Todos los frenos de servicio deben llevar, tanto en el vehículo tractor como en el remolque, una señalización luminosa de color rojo situada en la parte trasera de los mismos, de forma que indique a los demás conductores que está realizando esta maniobra.

CUESTIONARIO

6.1 ¿En qué consiste el efecto de frenado y qué fuerza hay que aplicar para detener un vehículo?

6.2 ¿Qué ocurre cuando la fuerza de frenado es mayor o menor que la resistencia en rueda?

6.3 ¿Cómo se reparte la fuerza de frenado en un vehículo?

6.4 ¿A qué se llama distancia de parada y qué condicionantes intervienen en la misma?

6.5 ¿Qué misión tienen los compensadores de frenada y cómo funcionan?

EJERCICIOS A REALIZAR

1.º Calcular la energía absorbida en el frenado para detener un vehículo que pesa 1 500 kgf, circulando a una velocidad de 80 km/h.

2.º Un vehículo que circula a 90 km/h se frena en 72 metros. Calcular la eficacia de los frenos y la deceleración producida en el frenado.

3.º Un vehículo arrastra un peso de 1 200 kgf repartidos al 50 % entre los dos ejes, siendo el coeficiente de adherencia en las ruedas de μ = 0,75. Calcular:

1.º La fuerza de frenado que hay que aplicar a cada rueda.
2.º La deceleración producida en el vehículo al frenar.
3.º La distancia teórica y real de parada para una velocidad de 100 km/h.

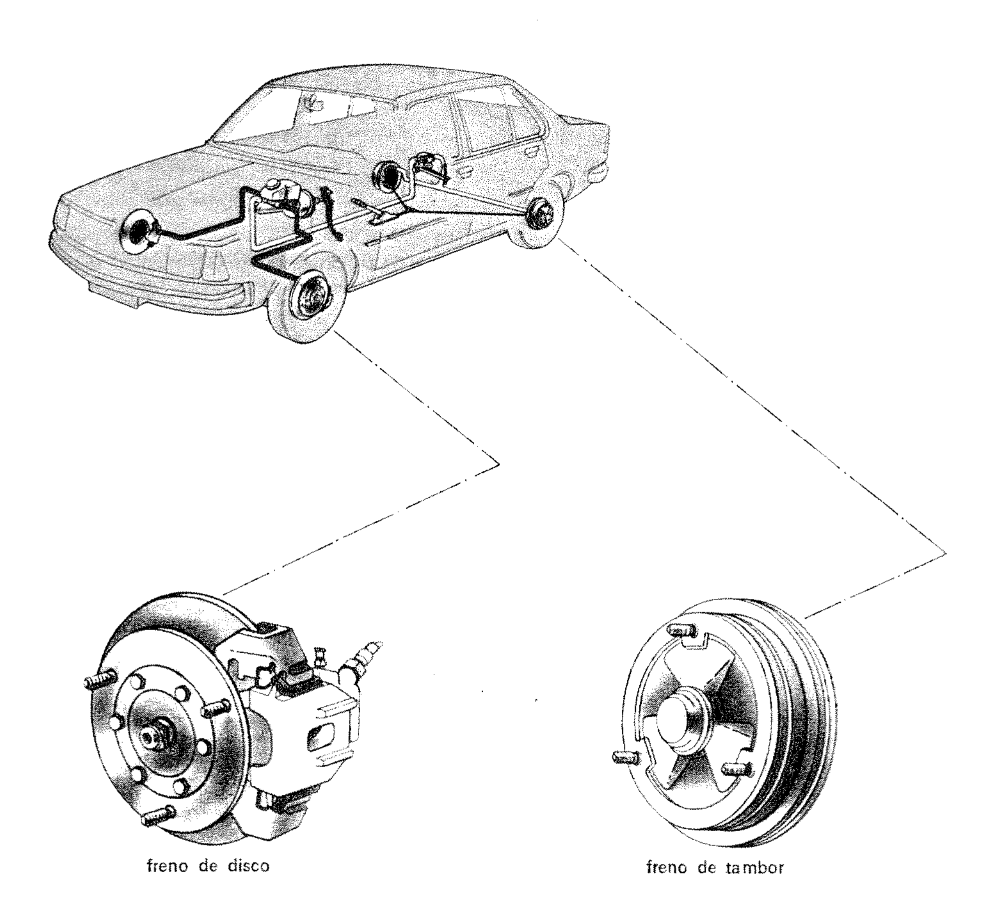
4.º Un vehículo equipado con motor de 60 CV a 600 r. p. m., lleva montado un puente de reducción 6/35 y ruedas de 60 cm de diámetro, con una eficacia en los frenos del 80 %. Calcular:

1.º La velocidad del vehículo a esas revoluciones del motor.
2.º La distancia de parada y el tiempo que tardaría en detenerse.
3.º La deceleración producida en el vehículo.

5.º A un vehículo que pesa 900 kgf y que circula a 80 km/h se le aplica una fuerza de frenado de 720 kgf. Calcular:

1.º La eficacia de los frenos.
2.º La distancia real de parada para un tiempo de reacción en el conductor de 1,5 s.
3.º La energía absorbida por los frenos durante el frenado.

7. Elementos constructivos, sistemas de reglaje y características de los frenos



OBJETIVOS

— *Conocer los tipos de frenos empleados en la actualidad y sus elementos constructivos.*

EXPOSICIÓN DEL TEMA

7.1 Elementos de frenado

Se ha visto que el efecto de frenado consiste en absorber la energía cinética producida por el desplazamiento del vehículo. Esto se realiza por *fricción* entre dos piezas de elevado coeficiente de adherencia, una de ellas fija, como son las *zapatas* o *pastillas* de freno, y la otra móvil, que pueden ser los *tambores* o los *discos de freno,* según se empleen frenos de tambor (fig. 7.1) o frenos de disco (fig. 7.2), que se montan en cada una de las ruedas del vehículo.

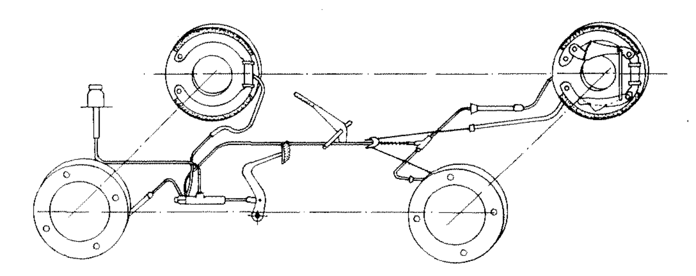


Fig. 7.1 Conjunto de frenos de tambor e instalación de mando.

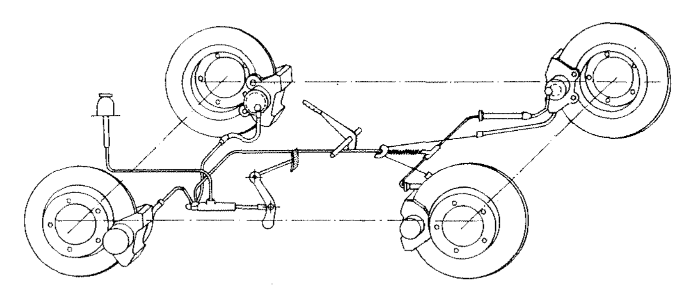


Fig. 7.2 Conjunto de frenos de disco e instalación de mando.

El frotamiento entre sí de estos dos elementos detiene el movimiento de las ruedas y transforma la energía de movimiento en calor, que es disipado a la atmósfera por las corrientes de aire que circulan a través de ellos durante el desplazamiento del vehículo.

Según los elementos empleados y la forma de efectuar el desplazamiento de la parte móvil, los frenos empleados en las ruedas pueden ser de dos tipos:

- Frenos de tambor.
- Frenos de disco.

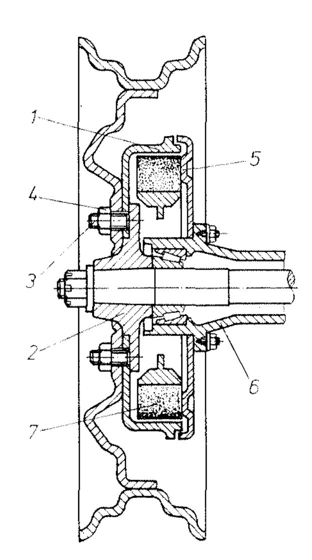
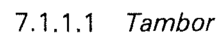


Fig. 7.3 Freno de tambor.

7.1.1 *Frenos de tambor*

Este tipo de freno está constituido por un *tambor* (1) (fig. 7.3), que es el elemento móvil, montado sobre el buje de la rueda (2) por medio de unos espárragos (3) y las tuercas (4), del cual recibe movimiento, y un *plato de freno* (5), elemento fijo sujeto al puente o a la mangueta (6). En este plato van instalados los elementos de fricción, llamados ferodos (7), y los mecanismos de accionamiento para el desplazamiento de las zapatas.



7.1.1.1 *Tambor*

El *tambor* (fig. 7.4) es la pieza que constituye la parte giratoria del freno y que recibe la casi totalidad del calor desarrollado en el frenado.

Se fabrica en *fundición gris perlítica* con grafito esferoidal, material que se ha impuesto por su elevada resistencia al desgaste y menor costo de fabricación y que absorbe bien el calor producido por rozamiento en el frenado. Cabe destacar también, para ciertas aplicaciones, las *fundiciones aleadas,* de gran dureza y capaces de soportar cargas térmicas muy elevadas.

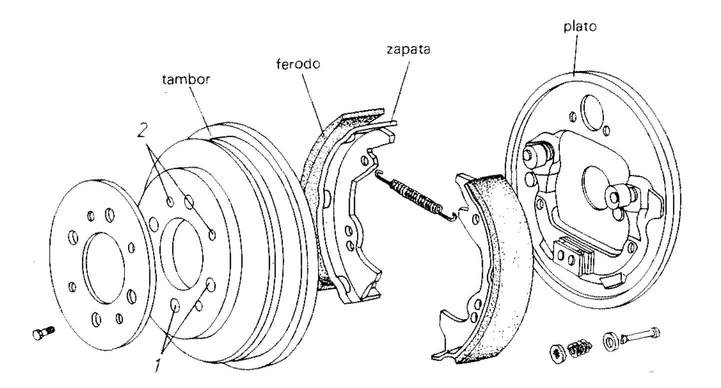


Fig. 7.4 Despiece de un freno de tambor.

El tambor va torneado interior y exteriormente para obtener un equilibrado dinámico del mismo, con un mecanizado fino en su zona interior o de fricción (figura 7.3) para facilitar el acoplamiento con los ferodos sin que se produzcan agarrotamientos. En la zona central lleva practicados unos taladros (1) donde se acoplan los espárragos de sujeción a la rueda y otros orificios (2) que sirven de guía para el centrado de la rueda al buje.

El diámetro de los tambores, según las características del vehículo, está normalizado según norma UNE 26 019.

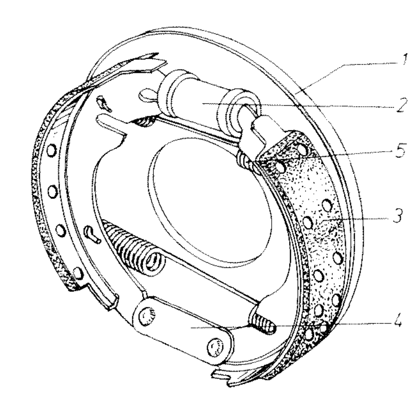


Fig. 7.5A Plato del freno.

7.1.1.2 *Plato de freno*

El *plato de freno* (fig. 7.5A) está constituido por un plato portafrenos o soporte de chapa embutida y troquelada (1), sobre el que se monta el bombín o bombines de accionamiento hidráulico (2) y las zapatas de freno (3) y demás elementos de fijación y regulación.

Las zapatas se unen por un extremo al bombín y por el otro a un soporte fijo o regulable (4); a su vez, se mantienen unidas al plato por medio de un sistema elástico de pasador y muelle (fig. 7.5B), que permite un desplazamiento de aproximación al tambor y las mantiene fijas en su desplazamiento axial. El muelle (5) (fig. 7.5A), que une las dos zapatas, permite el retroceso de las mismas a su posición de reposo cuando cesa la fuerza de desplazamiento efectuada por el bombín.

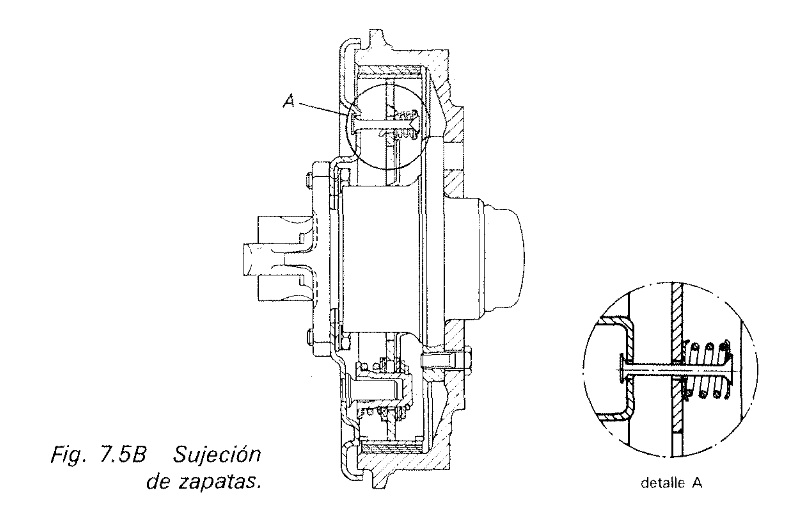


Fig. 7.5B Sujeción de zapatas.

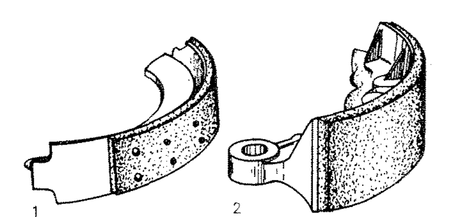


Fig. 7.6A Zapatas de freno: 1, guarnición remachada; 2, guarnición pegada.

7.1.1.3 *Forma y características de las zapatas*

Las *zapatas de freno* están formadas por dos chapas de acero (fig. 7.6A) soldadas en forma de media luna y recubiertas en su zona exterior por los *ferodos* o forros de freno, que son los encargados de efectuar el frenado por fricción con el tambor.

Los forros de freno se unen a la zapata metálica por medio de remaches embutidos en el material hasta los 3/4 de espesor del forro para que no rocen con el tambor (fig. 7.6B), o bien pegados con colas de contacto. El encolado favorece la amortiguación de vibraciones y, como consecuencia, disminuyen los ruidos que éstas ocasionan durante el frenado.

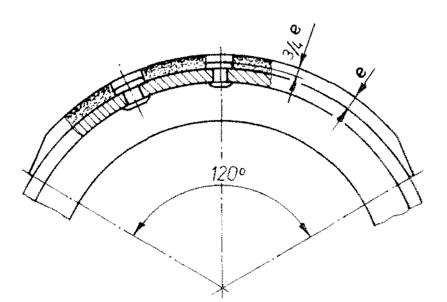


Fig. 7.6B Remachado de la guarnición.

— *Características que deben reunir los forros de freno.*

Los *forros de freno* están sometidos durante su funcionamiento a elevadas temperaturas debido a la cantidad de calor generada en la transformación de energía; por tanto deben ser capaces de soportar estas temperaturas sin deformación ni desgaste prematuro, para que cumplan su función con el mayor rendimiento posible.

Las características que deben reunir estos forros, tanto para los frenos de tambor como para los de disco, son las siguientes:

— Tener una dureza inferior a la del disco o tambor, para no dañar las superficies rozantes.
— Resistir la abrasión y mantenerse térmicamente estable.
— Presentar un coeficiente de rozamiento adecuado e inalterable.
— Tener una conductibilidad térmica adecuada.
— Contener una carga lubricante para que la adherencia a cualquier velocidad sea suave y sin gripaje.
— El material debe ser coherente y homogéneo, para que no se formen en él puntos o zonas calientes, y debe contener agentes descristalizantes que se encarguen de evitar este fenómeno de superficie.
— Ser indeformables, con un coeficiente de dilatación en cualquier dirección prácticamente nulo.
— Elevada resistencia a la compresión, al choque y al cizallamiento ya que, en la acción de frenado, se simultanean estos tres efectos.

Los ensayos de características y límites de homogeneidad de los forros de freno se hallan recogidos en la norma UNE 26 131.

— *Materiales de fabricación.*

Los materiales que intervienen en la fabricación de forros de freno son los siguientes:

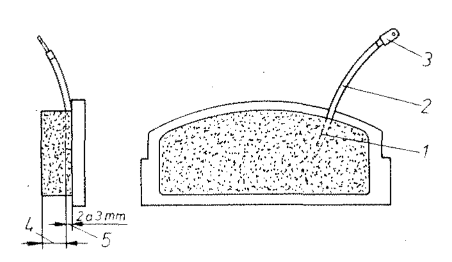
— El *amianto* es el elemento básico que, como material altamente resistente a la abrasión, hace de soporte a los demás componentes.
— *Resinas sintéticas,* generalmente fenólicas, cuya misión es la de actuar como ligazón de los componentes y estabilizadores del coeficiente de rozamiento.
— *Compuestos minerales,* a base de carbono, azufre, bario, magnesio y manganeso, que se encargan de la acción frenante al actuar térmicamente sobre ellos. Las cenizas de estos compuestos que se forman sobre la superficie del forro son las que ejecutan el frenado, regeneran el material y evitan la cristalización.
— El *caucho natural y sintético,* que confiere una aceptable adherencia en frío y a baja velocidad.
— *Componentes metálicos* a base de hierro, cobre, latón, aluminio y cinc en forma de limaduras o polvo metálico, que confieren la dureza necesaria al forro de freno y actúan como lubricantes y termoconductores de la superficie de rozamiento.

Con todos estos elementos, prensados y moldeados, se obtienen los *forros de freno* en la forma deseada, cuyas dimensiones normalizadas se encuentran en la norma DIN 26 021.

— *Forros especiales.*

Como *forros especiales* se distinguen dos tipos que, dentro de las mismas características de fabricación, cumplen cada uno de ellos misiones distintas y definidas.

— Forros ranurados.
— Forros con testigo de desgaste.



1 conductor desnudo
2 conductor aislado
3 terminal de conexión
4 espesor utilizable de la guarnición
5 zona de encendido de la lámpara testigo

Fig. 7.6C Pastilla de freno con testigo de desgaste.

1. Los *forros ranurados* se emplean para compensar la dilatación entre el forro y su soporte, limpiar de polvo las superficies en contacto y contribuir en un cierto grado al enfriamiento de los frenos.
2. Los *forros con testigo de uso o desgaste* (fig. 7.6C), llevan incorporado en su material un conductor metálico de forma que, al entrar en contacto con el disco o tambor por desgaste del ferodo, pone a masa el circuito eléctrico de un avisador o lámpara testigo situada en el tablero de control del vehículo.

Tienen el inconveniente de que no se aprovecha al máximo el espesor del

forro, ya que el tamaño del cable conductor que se introduce en el seno del material, lo inutiliza en 2 a 3 mm de su espesor útil. Tienen la ventaja, sin embargo, de señalar en todo momento el estado de los frenos y evitan que el tambor o disco pueda dañarse al rozar con el soporte del forro.

7.1.1.4 *Tipos de freno de tambor*

Según la forma de acoplamiento de las zapatas al tambor para ejercer el frenado, los frenos de tambor se clasifican en los siguientes tipos:

8. *Freno de tambor Simplex.*

En este tipo de freno las zapatas van montadas en el plato como se indica en la figura 7.7A, fijas por un lado al soporte de articulación (5) y accionadas por medio de un solo bombín (1) de doble pistón. Con esta disposición, durante el frenado, una de las zapatas llamada primaria (2) se apoya sobre el tambor en contra del giro del mismo y efectúa una fuerte presión sobre la superficie del tambor. La otra zapata, llamada *zapata secundaria* (3), que se apoya a favor del giro de la rueda, tiende a ser rechazada por efecto del giro del tambor, lo que hace que la presión de frenado en esta zapata sea inferior a la primaria (fig. 7.7B). En la misma figura pueden apreciarse las presiones que ejercen cada una de las zapatas.

Invirtiendo el sentido de giro (fig. 7.7C), se produce el fenómeno contrario: la *zapata primaria* se convierte en secundaria y la *secundaria* en primaria.

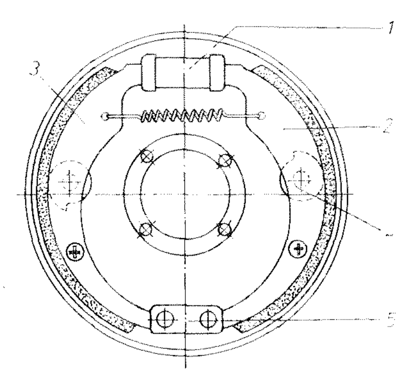
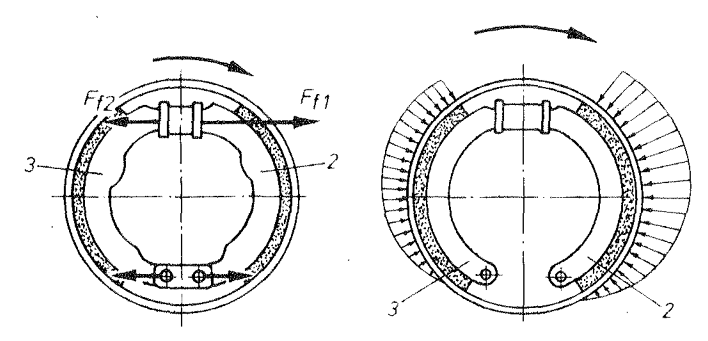


Fig. 7.7A Freno de tambor símplex.



2 zapata primaria
3 zapata secundaria

Fig. 7.7B Solicitación de las fuerzas de frenado y diagrama de presiones.

La zapata primaria se convierte en secundaria

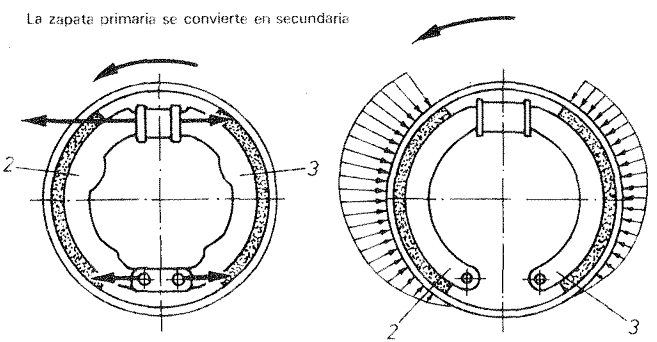


Fig. 7.7C Efecto sobre el freno al cambiar de giro.

2. *Freno de tambor Duplex.*

En este freno, y con el fin de obtener una mayor fuerza de frenado, se disponen las zapatas en forma que ambas resulten *primarias.* Para ello (fig. 7.8A) se acopla un doble bombín (1) de pistón único e independiente para cada zapata, los cuales reparten por igual las presiones en ambos lados del tambor (fig. 7.8B).

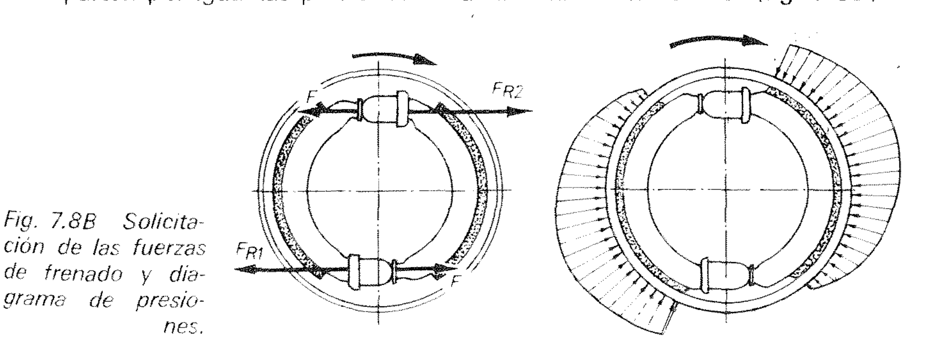


Fig. 7.8B Solicitación de las fuerzas de frenado y diagrama de presiones.

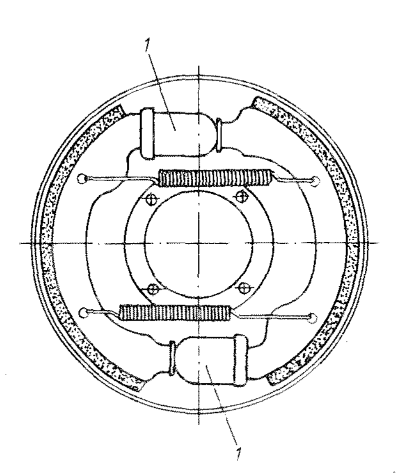
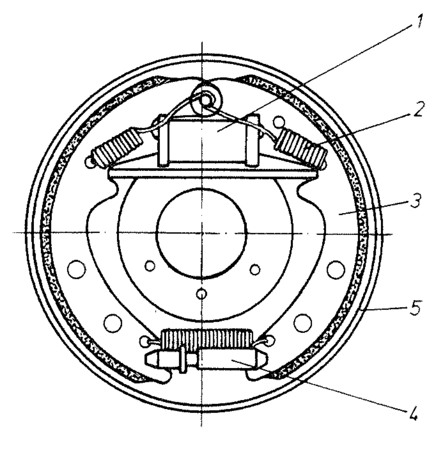


Fig. 7.8A Freno de tambor dúplex.



1 bombín de accionamiento
2 muelle recuperador
3 zapata
4 biela de acoplamiento
5 tambor

Fig. 7.9A Freno de tambor dúo-servo.

Estos frenos provistos de bastidores con efecto unilateral son muy eficaces pero sensibles a las variaciones del coeficiente de rozamiento. Presentan la ventaja de que, con su empleo, no se ponen de manifiesto reacciones sobre los rodamientos del buje.

3. *Freno de tambor Twinplex.*

En este freno las dos zapatas son *secundarias,* pero por un sistema de articulación, trabajando en posición flotante, se acoplan al tambor en toda su superficie, evitando el acuñamiento y ejerciendo una presión uniforme sobre el tambor.

4. *Freno de tambor Duo-servo.*

Está constituido (figs. 7.9A y 7.9B) por *dos zapatas primarias en serie,* con lo cual se aumenta el efecto de autobloqueo. En este freno, una zapata empuja a la otra mediante una biela de acoplamiento. Es un freno altamente eficaz, pero muy sensible a las variaciones del coeficiente de rozamiento. Se consiguen esfuerzos más elevados de frenado y las zapatas ejercen en cada sentido de giro igual esfuerzo. Este tipo de freno se emplea mucho en coches americanos.

En las figuras 7.9C y 7.9D se presentan los diagramas de las fuerzas aplicadas sobre las zapatas y la distribución de las presiones ejercidas sobre las mismas.

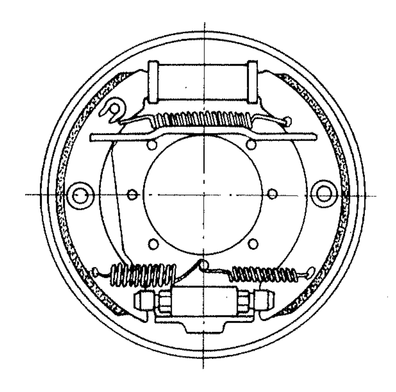


Fig. 7.9B Freno de tambor dúo-servo.

7.1.1.5 *Bombines o cilindros de frenos de tambor*

Estos elementos son los encargados de efectuar el desplazamiento lateral de las zapatas para el frenado del tambor.

Según la finalidad que tienen que cumplir y la clase de freno empleado, se construyen tres tipos principales de bombines:

— *Bombín de doble pistón.*

Está formado (fig. 7.10) por *un cilindro* (1) con los taladros (8) de amarre al plato portafrenos. En su interior van alojados los pistones (2) en oposición, sobre los que van roscados los tornillos (3) para el apoyo de las zapatas. Las cazoletas de goma (4) hacen de retén para mantener estanco el interior del cilindro y los pistones se mantienen separados por la acción del muelle (5) centrado sobre las dos cazoletas retén (4).

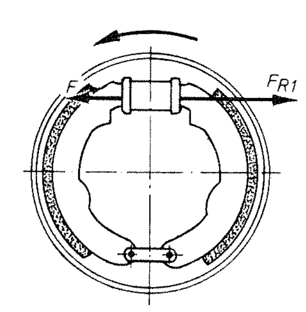


Fig. 7.9C Efecto de las fuerzas aplicadas sobre las zapatas.

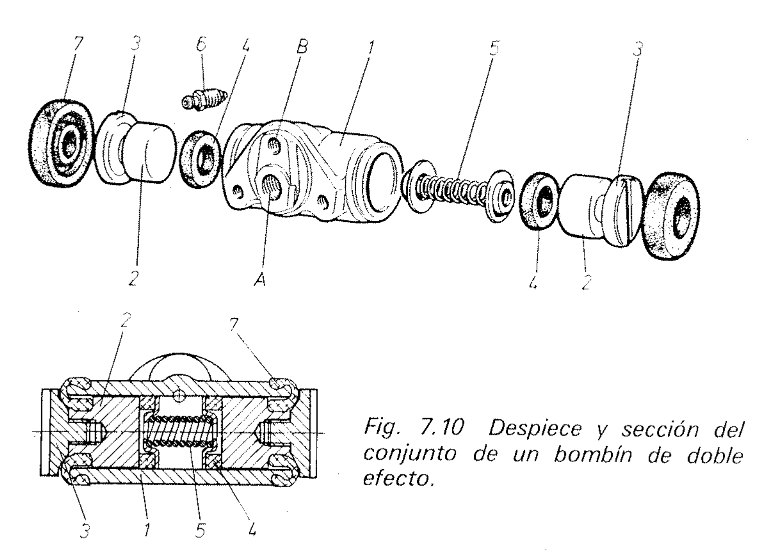


Fig. 7.10 Despiece y sección del conjunto de un bombín de doble efecto.

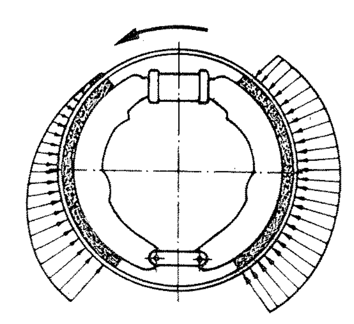


Fig. 7.9D Diagrama de la distribución de presión.

Por el orificio *(A),* donde se rosca el latiguillo de freno, tiene lugar la entrada de líquido a presión procedente de las canalizaciones del circuito; en el orificio *(B)* se monta el purgador (6) que sirve para extraer el aire de las canalizaciones. El conjunto va cerrado con los guardapolvos (7), que evitan la entrada de polvo y suciedad al interior del cilindro.

— *Bombín de émbolo único.*

Este bombín, cuya constitución y funcionamiento es análogo al anterior, es el representado en la figura 7.11; lleva un solo émbolo y se utiliza en los sistemas en que las dos zapatas son primarias.

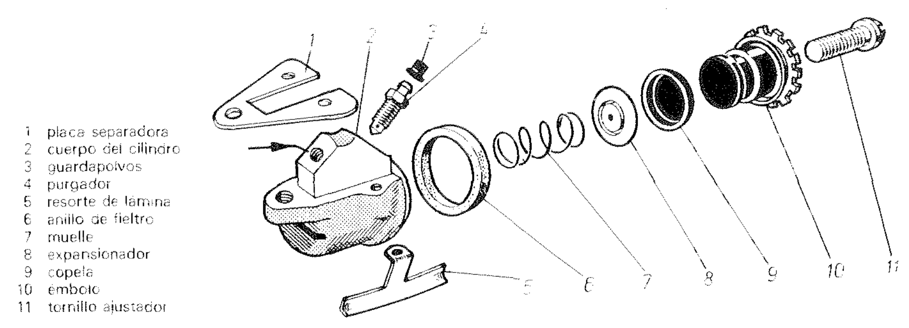


Fig. 7.11 Bombín de un émbolo.

— *Bombín de cilindros escalonados.*

Este modelo tiene *dos pistones* o émbolos de diámetros diferentes (fig. 7.12). El pistón más pequeño actúa sobre la zapata deslizante y el de diámetro mayor sobre la zapata descendiente para compensar los efectos de un frenado desproporcionado.

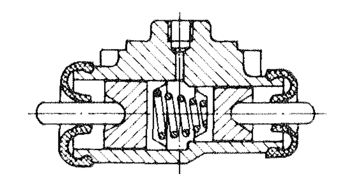


Fig. 7.12 Bombín de émbolo escalonado.

7.1.1.6 *Sistemas de reglaje en los frenos de tambor*

Según el sistema de frenos empleado, el procedimiento de reglaje es distinto, tal como se pone de manifiesto a continuación:

— *Sistema Bendix.*

En este tipo de freno, para aproximar las zapatas al tambor cuando se produce el desgaste en los ferodos, se dispone de un *sistema mecánico de regulación* que consiste, para los frenos tipo *Bendix* (fig. 7.7A), en unas levas excéntricas (4) montadas sobre el plato portafrenos y accesibles por la parte exterior del mismo.

— *Sistema Girling.*

En los frenos del tipo *Girling* (figs. 7.8A y 7.13A) el reglaje se efectúa sobre el mismo bombín, actuando desde el exterior del plato sobre la corona dentada del émbolo (10) y tornillo ajustador (11) (fig. 7.11), o sobre el *mecanismo ajustador* situado en el soporte inferior de apoyo de las zapatas cuyo despiece puede verse en la figura 7.13B.

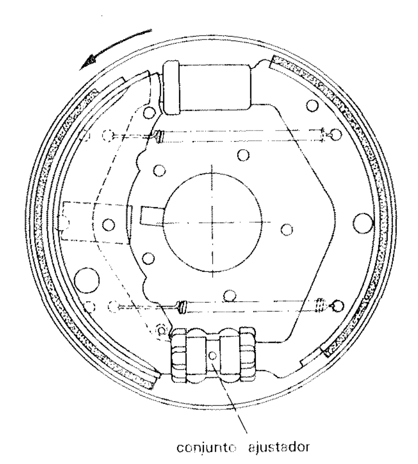


Fig. 7.13A Plato de freno con ajustador.

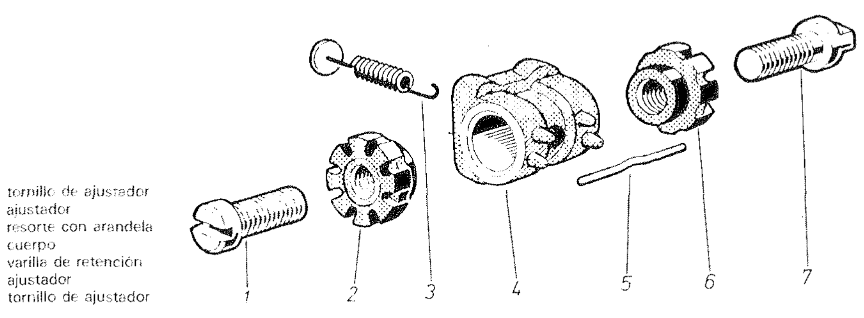


Fig. 7.13B Despiece del conjunto ajustador.

— *Freno de tambor con mecanismos de ajuste automático.*

Algunos frenos del tipo anterior llevan un sistema que consiste en un mecanismo de *ajuste automático* a base de un trinquete (fig. 7.14) a la corona dentada del émbolo. El trinquete actúa de forma que, cuando la separación de las zapatas del tambor es excesiva, el mayor recorrido de la zapata para frenar obliga a la uñeta a salir de un encaje, quedando acoplada en otra estría de la corona. Al retroceder el émbolo, cuando cesa la acción de frenado, obliga a la corona a efectuar un pequeño giro que acorta el espacio de separación de la zapata con el tambor.

La biela (1) está sujeta por el resorte (2) que, a su vez, se fija sobre la zapata secundaria. La palanca (3) puede desplazarse hacia el centro del disco portafreno por la acción de la biela (1). El sector dentado (4) engrana con la palanca (3) y puede desplazarse también por la acción de ésta hacia el centro. El resorte (5) hace retroceder el sector (4) hacia la zapata primaria cuando escapa de la acción de la palanca (3).

El *funcionamiento* del conjunto es el siguiente:

Al desplazarse las zapatas hacia el tambor, la biela (1) se desplaza con la zapata secundaria y mueve la palanca (3) y el sector dentado (4).

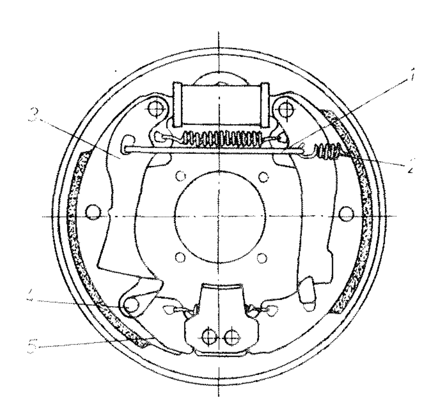


Fig. 7.14 Mecanismo de ajuste automático.

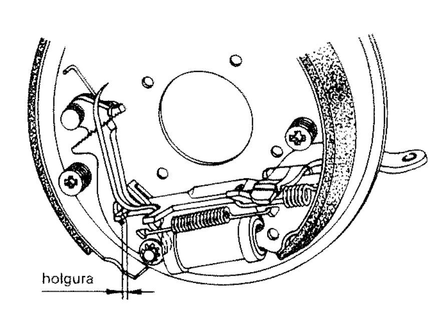


Fig. 7.15 Mecanismo de ajuste automático en un Ford Fiesta.

Si el juego es pequeño, la palanca y el sector permanecen engranados en el mismo diente. Si por el contrario, el juego es excesivo, la palanca (3) se distancia del sector (4) el cual, por la acción del resorte (5), retrocede hacia atrás un diente y queda engranado nuevamente con la palanca (3). Al cesar el esfuerzo sobre las zapatas, éstas no pueden recuperar por completo su posición primitiva, ya que la biela (1), que se apoya sobre la palanca (3) y sobre las zapatas, las mantiene separadas.

En la figura 7.15 puede verse otro mecanismo semejante acoplado a los tambores de freno del Ford Fiesta.

Dispositivo autorregulable de arandelas de fricción. El dispositivo de una de las zapatas consta (fig. 7.16) de: perno solidario (1), cazoleta (2), muelle helicoidal (3), arandelas de fricción (4), arandela plana (5) y anillo elástico de retención (6).

Las arandelas, cazoleta y resorte van montados sobre la zapata. En el interior de la cazoleta (2) queda alojado el perno (1) que es solidario con el disco portafreno. El resorte (3) del dispositivo realiza un esfuerzo superior al que pueden realizar los resortes de recuperación de las zapatas.

El *funcionamiento* del mecanismo es el siguiente:

Al desplazar la zapata con el mecanismo de mando, se mueve con ella el dispositivo de regulación hasta que la cazolea (2) entra en contacto con el perno (1). En caso de que exista un juego grande, al seguir desplazando la zapata, ésta desliza entre las arandelas de fricción (4) que se hallan presionadas por el resorte (3). Una vez concluida la acción del frenado, la zapata se retrae por la acción de los muelles hasta que la cazoleta (2) entra en contacto con el perno (1) en una zona diametralmente opuesta a la anterior. Debido a que el resorte (3) del dispositivo ejerce mayor esfuerzo que los resortes de recuperación de la zapata, esta última no puede recuperar por completo su posición primitiva y queda aproximada al tambor con una holgura igual a la que existe entre el diámetro del perno (1) y el diámetro interior de la cazoleta (2).

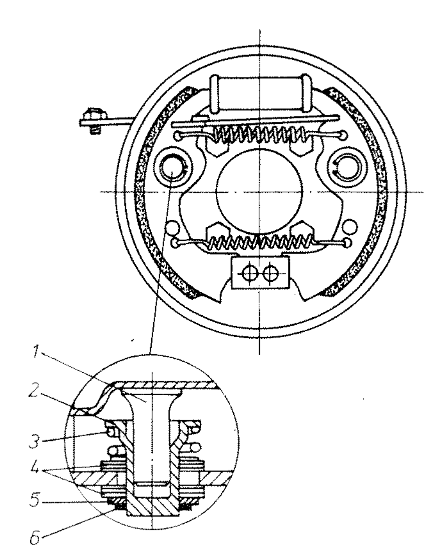


Fig. 7.16 Freno de tambor con dispositivo autorregulable.

7.1.1.7 *Objeto del reglaje de aproximación de las zapatas*

El *reglaje de aproximación* de las zapatas al tambor tiene por objeto cumplir los siguientes fines:

— Hacer que en su posición de reposo las zapatas no *rocen* con el tambor.

— Que en el desplazamiento de las zapatas se produzca un *frenado progresivo.*

— Que con el desplazamiento máximo de las zapatas se llegue al *bloqueo de las ruedas.*

— Que el desplazamiento de las zapatas *sea igual en las dos ruedas,* para obtener la máxima eficacia de frenado.

7.1.2 *Frenos de disco*

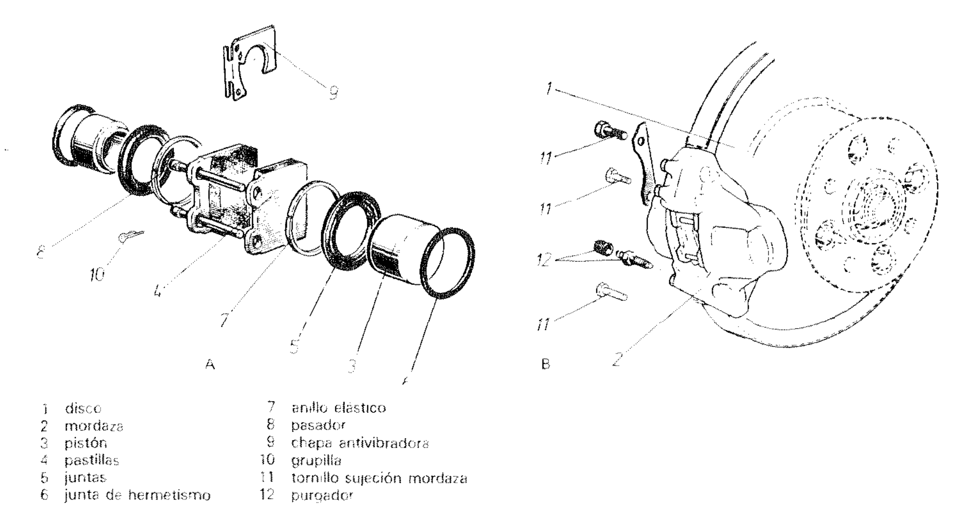
Este tipo de freno (fig. 7.2), adoptado en la mayoría de los vehículos de turismo, tiene la ventaja sobre el *freno de tambor* de que su acción de frenado es más *enérgica,* obteniendo, por tanto, un menor tiempo de frenado que se traduce en una menor *distancia de parada.* Ello es debido a que elementos de fricción van montados al aire, al disponer de una mejor refrigeración, la absorción de energía y transformación en calor se puede realizar más rápidamente.

Otra de las ventajas de estos frenos es que en ellos no aparece el fenómeno de *fanding* que suele presentarse en los frenos de tambor. Este efecto se produce cuando por un frenado enérgico o frenados sucesivos, el tambor no tiene tiempo de evacuar el calor absorbido en la transformación de energía. En estas condiciones, el tambor se dilata alejando la superficie de adherencia del contacto con las zapatas, quedando momentáneamente el vehículo sin frenos. Este fenómeno recibe el nombre de *pérdidas transitorias de frenado* por la pérdida de *eficacia* del mismo.

En los frenos de disco al mejorar la evacuación del calor no existe calentamiento crítico y por tanto dilatación, pero en caso de haberla el disco se aproximaría más a las pastillas de freno, lo cual favorecería la presión y efecto de frenado.

7.1.2.1 *Constitución y funcionamiento de los frenos de disco*

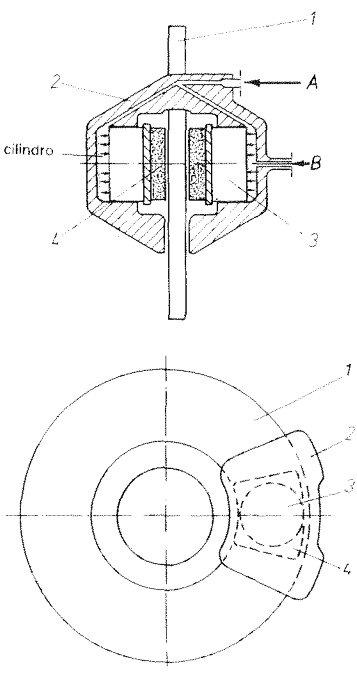
Este dispositivo de frenado está formado (fig. 7.17) por un disco (1) de *fundición gris perlítica* que se une al buje de la rueda o forma parte de él, girando con la rueda y constituyendo el elemento móvil de frenado. Sobre este disco, abarcando aproximadamente la quinta parte de la superficie del mismo, va montada una mordaza (2) sujeta al puente o mangueta en cuyo interior se forman los cilindros por los que se desplazan los pistones (3). A estos pistones se unen las pastillas de freno (4) de un material similar a los ferodos de las zapatas utilizadas en los frenos de tambor.



1 disco
2 mordaza
3 pistón
4 pastillas
5 juntas
6 junta de hermetismo
7 anillo elástico
8 pasador
9 chapa antivibradora
10 grupilla
11 tornillo sujeción mordaza
12 purgador

Fig. 7.17 Freno de disco: A, *despiece;* B, *colocación en la rueda.*

Por el interior de la mordaza (2) van situados los conductos por donde se comunica el líquido de freno a los cilindros (figs. 7.18A y 7.18B), acoplando en *(A)* el latiguillo de freno y en *(B)* el del purgador. El líquido a presión, procedente del circuito de frenos y que entra por *(A)*, desplaza a los pistones (3) hacia el interior, aplicando las pastillas de freno (4) sobre el disco (1), las cuales, por fricción, detienen el giro del mismo.



1 disco
2 mordaza
3 pistón
4 pastillas de freno
A entrada de líquido
B conexión purgador

Fig. 7.18A Esquema de freno de disco, dos pistones.

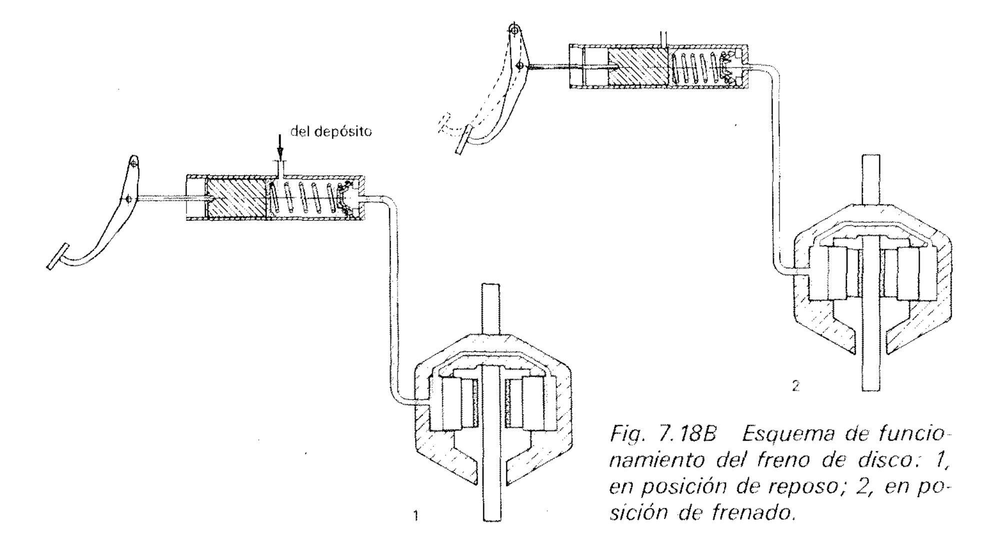


Fig. 7.18B Esquema de funcionamiento del freno de disco: 1, en posición de reposo; 2, en posición de frenado.

7.1.2.2 *Sistemas de mordazas*

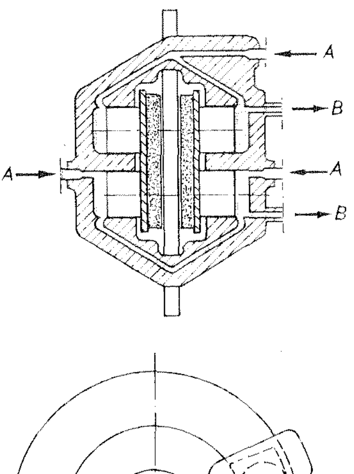
Según el sistema empleado para la sujeción de la mordaza o pinza, los frenos de disco se clasifican en:

– *Freno de mordaza fija o de doble acción.*

En este tipo de freno, la mordaza o pinza va sujeta de forma que permanece fija en el frenado. La acción de frenado se realiza por medio de dos (fig. 7.18A) o cuatro pistones (fig. 7.19) de doble acción, desplazables, que se ajustan a cada una de las caras del disco.

– *Freno de mordaza móvil o de reacción.*

Este freno (fig. 7.20A) dispone de un solo cilindro por el que se desplaza un émbolo que aplica la presión del líquido entre la mordaza *(D_1)* (fig. 7.20B) y uno de los lados del disco. Cuando la pastilla de freno *(D_1)* entra en contacto con el disco, al no poder desplazarse más el pistón, la presión del líquido actúa sobre la mordaza *(B)* con una fuerza de empuje *(F')*. Esta *fuerza de reacción* desplaza a la mordaza en sentido contrario, aplicando la pastilla de freno *(D_2)* sujeta a ella sobre la otra cara del disco.



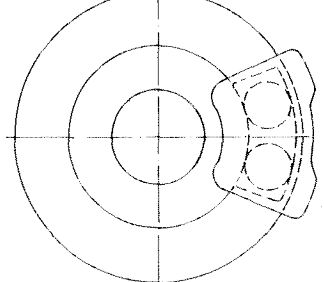
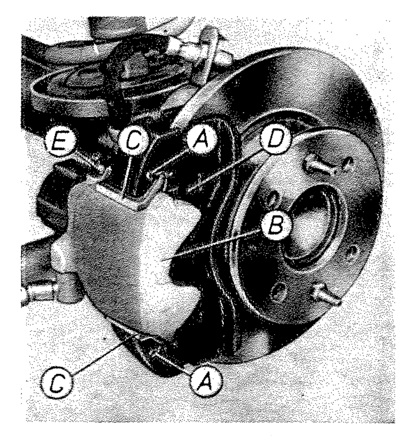


Fig. 7.19 Freno de disco, cuatro pistones.



A soporte
B pinza o mordaza
C pasadores
D pastilla
E purgador

Fig. 7.20A Freno de disco con mordaza móvil.

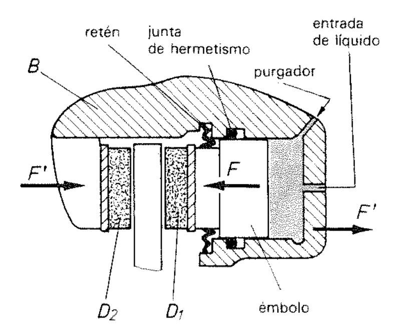
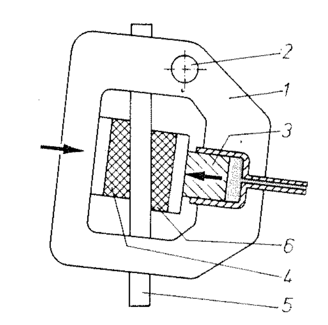


Fig. 7.20B Esquema de funcionamiento.

El desplazamiento de la mordaza puede ser oscilante, como se indica en la figura 7.21. En este tipo de freno la mordaza (1) se halla sujeta con un perno (2) que sirve de eje de giro. Al aplicar presión al líquido para accionar el pistón (3) se ejerce una presión igual y opuesta sobre el extremo cerrado del cilindro. Esto obliga a la mordaza a desplazarse en dirección opuesta a la del movimiento del pistón, ya que describe un pequeño giro alrededor del perno, con lo cual la mordaza empuja a la otra pastilla (4) contra el disco (5) quedando aprisionado entre las pastillas (4) y (6).

En la figura 7.22 se representa otro tipo de mordaza oscilante Girling. Un pistón hidráulico (1) actúa sobre el pistón de la pastilla (2) a través de una palanca (3) que tiene su punto de apoyo (4) en la mordaza. La reacción en el punto de apoyo desplaza la mordaza (5) y acciona la otra pastilla (6).

El desplazamiento de la mordaza también puede ser *deslizante* (fig. 7.23) que es de funcionamiento análogo a las anteriores. Consta de un solo cilindro hidráulico en el que se deslizan dos émbolos: el (1) que mueve la mordaza (3) y el otro (2) que mueve la pastilla (4) contra el disco (5). La pastilla (6) es movida por la mordaza aprisionando el disco contra la otra pastilla.



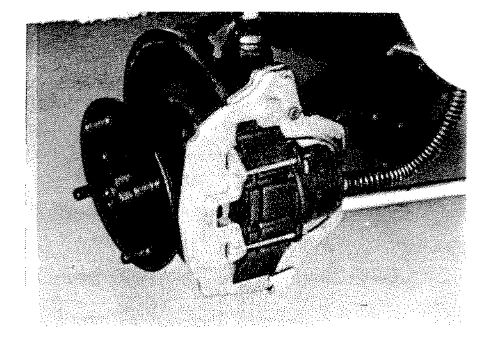
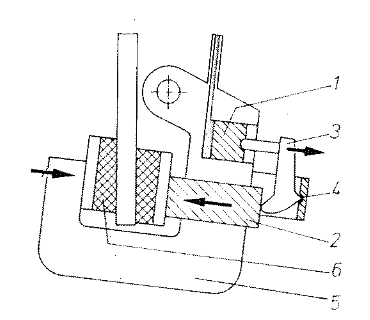


Fig. 7.21 Freno de disco con mordaza oscilante.



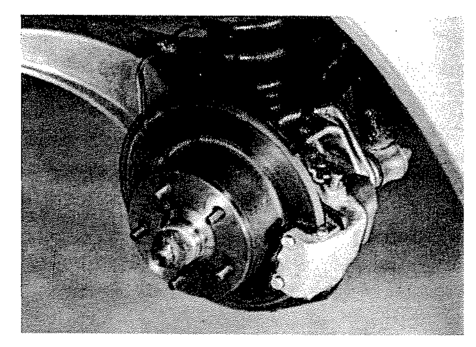
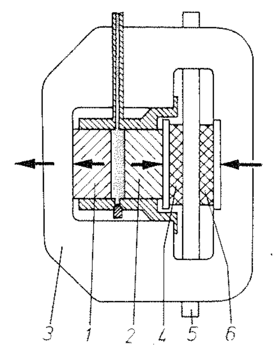


Fig. 7.22 Freno de disco con mordaza oscilante empujada por palanca articulada.



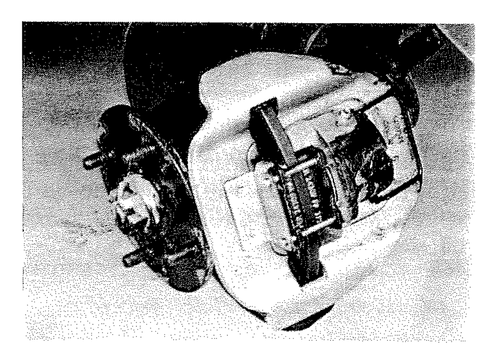


Fig. 7.23 Freno de disco con mordaza deslizante.

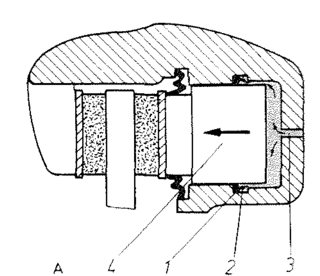
7.1.2.3 *Sistemas de reglaje*

Una vez cesa el esfuerzo de frenado, las placas de fricción, debido al efecto producido por la rotación del disco, tienden a separarse de él y el émbolo retrocede

una distancia tal que permite mantener un *determinado juego* entre el disco y las placas de fricción.

El *reglaje* o aproximación de las pastillas de freno al disco se realiza en este sistema de frenos de una forma automática, empleando para ello mecanismos de acción simple situados en el interior del cilindro. Entre los sistemas principales de regulación empleados en la actualidad destacan los siguientes:

— Regulación con junta de hermetismo.
— Regulación mediante perno y manguito roscado.



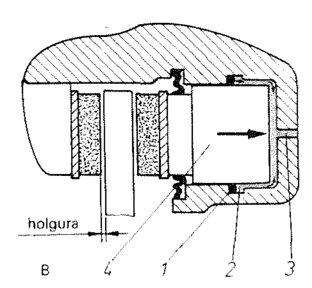


Fig. 7.24 Regulación automática de las pastillas: A, *posición de frenado;* B, *retroceso automático.*

— *Regulación con junta de hermetismo.*

El sistema consiste (fig. 7.24) en colocar una junta elástica (1) a base de un retén en una garganta (2) situada en el interior del cilindro.

Cuando se ejerce la acción de frenado, la presión del líquido que entra por el conducto (3) actúa sobre la cara frontal de la junta (1) y del pistón (4) haciendo desplazar a éste y produciendo (fig. 7.24) una deformación lateral en la junta en el sentido del desplazamiento. Al soltar el pedal del freno, retrocede el líquido de freno por el conducto (3) y la junta de hermetismo (1), que había sido deformada, vuelve por elasticidad a su posición de reposo, empujando al pistón (4) hacia atrás en un recorrido proporcional a la deformación efectuada. De esta forma queda compensado el desgaste de las pastillas, dejando la holgura normal de funcionamiento por aproximación automática de reglaje.

— *Regulación mediante perno y manguito roscado.*

Este sistema, además del retén o junta elástica (6) de hermetismo, lleva por el interior del émbolo (7), que es hueco (fig. 7.25) un perno (1) roscado al manguito (2) que se apoya a través de un rodamiento de bolas (3) sobre la chapa (5) solidaria al émbolo. Entre el manguito (2) y el émbolo va situado el muelle (4) con sus espiras dispuestas en sentido de avance del manguito.

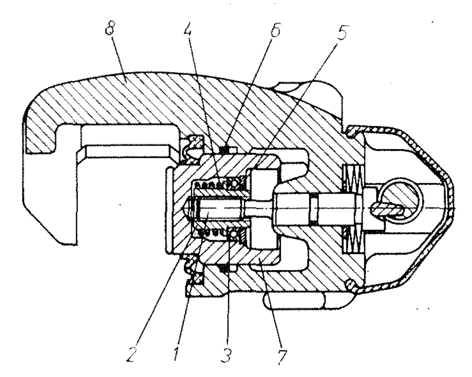


Fig. 7.25 Sistema de reglaje por medio de perno y manguito roscado.

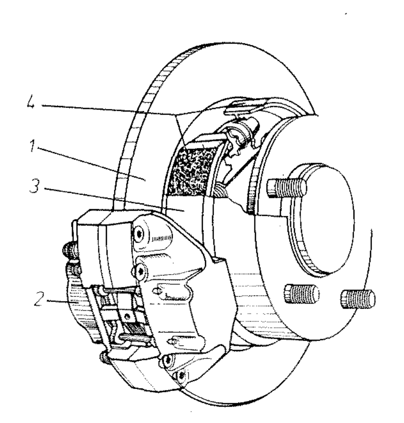
Al desplazarse el émbolo (7) por efecto de la presión del líquido en el frenado, realiza una carrera igual al juego existente entre la pastilla y el disco. Como consecuencia de ello el retén (6) se deforma proporcionalmente al desplazamiento del émbolo. Cuando cesa el esfuerzo, el retén recupera la posición de reposo produciendo, como en el caso anterior, el retroceso del émbolo.

Cuando el juego entre el disco y las pastillas, a causa del desgaste, es excesivo, el émbolo tiene que avanzar más en su recorrido para efectuar el frenado, obligando con ello al manguito a girar sobre el perno roscado. Esta rotación se produce por efecto del muelle que, al estar dispuesto en sentido de avance, aumenta su diámetro interno liberando al manguito de su posición de bloqueo con el émbolo.

Al cesar la acción de frenado, el émbolo sólo retrocede por efecto del retén la carrera que le permite el casquillo, ya que, al hacer tope con el mismo, queda bloqueado por el muelle que ha recobrado su diámetro primitivo.

7.1.3 *Freno combinado de tambor y disco.*

En algunos vehículos, y en especial en las ruedas traseras, se montan *frenos mixtos* (fig. 7.26) en los que se combinan las características, ventajas e inconvenientes de ambos sistemas de frenos.



1 disco de freno
2 soporte de las pastillas
3 tambor
4 zapatas de freno

Fig. 7.26 Freno mixto.

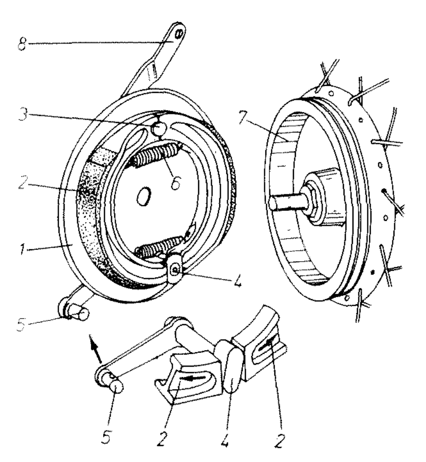


Fig. 7.27A Freno de tambor en una motocicleta.

7.2 Frenos de motocicletas

Las motocicletas llevan sistema de frenado propio en ambas ruedas, aunque también entra en juego el efecto de frenado que ejerce el motor, especialmente el de cuatro tiempos, cuya retención es mayor que el clásico motor de dos tiempos.

Existen dos tipos de freno que se caracterizan por la forma de las superficies de frenado y por la disposición de los elementos activos del freno; por consiguiente, hay que hablar de *frenos de tambor* y *frenos de disco.* Ambos son aplicaciones concretas de sus homónimos del automóvil.

7.2.1 *Freno de tambor*

El freno consiste en un plato fijo (1) (fig. 7.27A) provisto de dos zapatas semicirculares (2) articuladas en el pivote (3) que se abren por la acción de una leva (4) solidaria con la palanca de mando (5). Cada zapata está forrada, por su cara externa, con un tejido de amianto prensado, resistente al calor y con un buen coeficiente de rozamiento. Unos muelles de tracción (6) obligan al par de mordazas a permanecer inactivas, separadas de la superficie de fricción por una pequeña holgura de valor variable.

El tambor del freno (7) está unido al cubo de la rueda y gira con ella; normalmente tiene una sola superficie de frenado, aunque también puede llevar dos, una a cada lado, sobre la que presionan radialmente las zapatas.

Su *funcionamiento* es muy sencillo; cuando la palanca de mando (5) (figura 7.27B), accionada por el conductor, hace girar la leva (4), las zapatas (2) aprietan la cara interna del tambor (7) y frenan la rueda por efecto de rozamiento producido, que es proporcional a la intensidad de la frenada. El plato fijo lleva una brida (8) que absorbe la reacción del freno, unida a la horquilla o al bastidor según los casos.

El mando de estos frenos suele ser mecánico, por cable, accionado por el conductor desde una palanca del manillar (fig. 7.28) o con una palanca de pie (figura 7.29) según se trate del freno delantero o trasero, respectivamente.

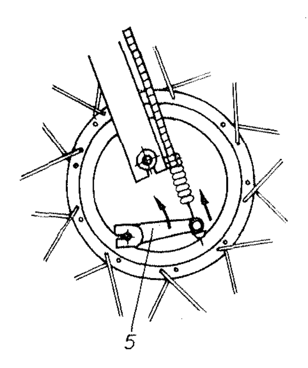


Fig. 7.28 Mando accionado desde el manillar.

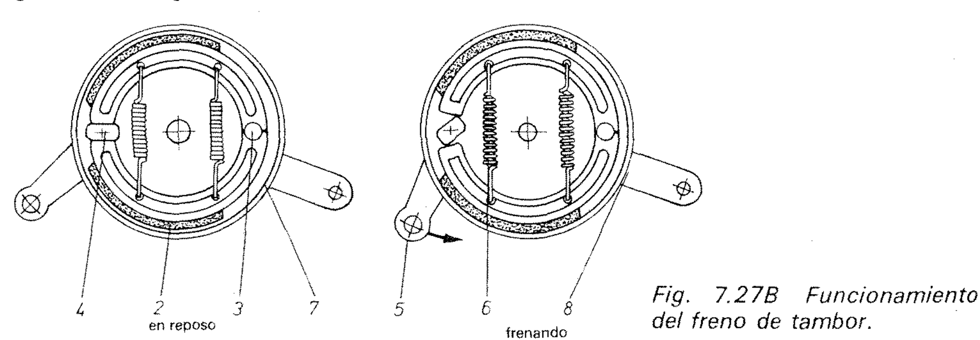


Fig. 7.27B Funcionamiento del freno de tambor.

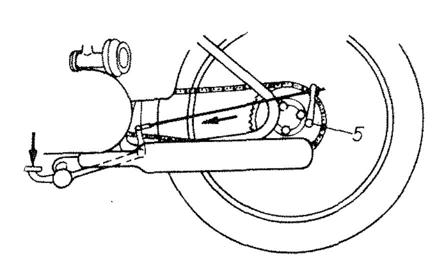


Fig. 7.29 Mando accionado con el pie.

7.2.2 *Freno de disco*

El *freno de disco* en las motocicletas ha sido una imposición necesaria del continuo aumento de la potencia y velocidad de las nuevas máquinas que había llevado a los frenos de tambor a un tamaño y a una complejidad inadmisibles.

El freno de disco consiste en una pinza hidráulica fija que actúa lateralmente sobre un disco de acero atornillado a la llanta de la rueda. La pinza hidráulica (figura 7.30) lleva dos pistones (1) provistos de pastillas de fricción (2) que se mueven en el interior de una carcasa o pinza fija (3), cuando se envía aceite a presión desde una bomba manual accionada por el conductor, y presionan sobre el disco (4).

El principio del mando hidráulico (fig. 7.31) se basa en la diferencia de secciones entre la bomba manual (2), accionada por la palanca (1), y el pistón o bombín (3) que actúa sobre el disco (4); una pequeña fuerza aplicada en la citada palanca (1) se transforma en una fuerte acción sobre el pistón de la pinza.

El freno de disco resulta más sencillo, ligero y efectivo que el de tambor; se refrigera con facilidad y es poco sensible a la presencia de agua.

El freno de disco suele aplicarse a la rueda delantera porque es la que necesita una frenada más potente debido a la transferencia de carga que se efectúa de la rueda trasera a la delantera en la deceleración. No obstante, aunque abundan los frenos mixtos —disco y tambor, delante y atrás, respectivamente— parece que se imponen lentamente los frenos de disco en ambas ruedas, aunque con distinto diámetro, y se instala el mando integrado con repartidor de frenada para que los frenos actúen simultánea y equilibradamente.

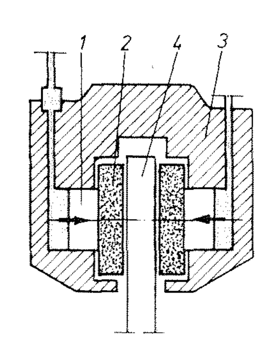


Fig. 7.30 Freno de disco en motocicletas.

En la figura 7.32 se muestra una instalación de doble freno de disco en la rueda delantera de una motocicleta de gran cilindrada. Obsérvense los taladros de aireación que llevan los discos.

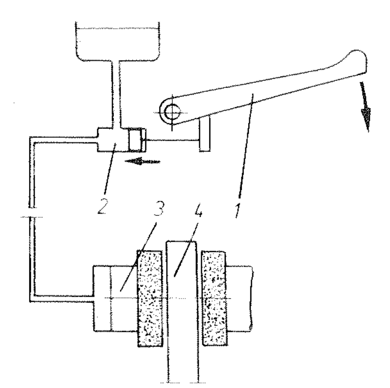


Fig. 7.31 Circuito del freno.

7.3 Características de funcionamiento de los frenos

Tanto los *frenos de tambor* como los *frenos de disco* presentan el inconveniente de que, cuanto mayor es su eficacia, mayor es su inestabilidad de funcionamiento.

La *eficacia de un freno* viene determinada por el par de reacción que produce para un cierto esfuerzo en el pedal, en función del coeficiente de rozamiento entre las superficies rozantes y de las variaciones dimensionales de los frenos.

La *inestabilidad* viene determinada por la variación de par que se produce en las mismas condiciones de frenado, a causa de la variación del coeficiente de rozamiento y de la temperatura.

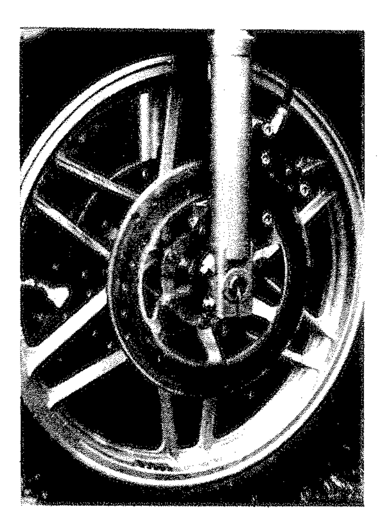
Los *efectos de la temperatura* son de gran importancia en el frenado, ya que ocasionan una pérdida de eficacia en el sistema de frenos.

Por consiguiente, a la hora de escoger el sistema más adecuado para cada tipo de vehículo, hay que tener en cuenta sus características, tanto funcionales como constructivas.

7.3.1 *Características constructivas*

Los factores que condicionan las dimensiones de los frenos son: la *resistencia mecánica,* la *elasticidad,* la *evacuación de calor,* la *resistencia al desgaste* y, en general, su facilidad constructiva.

El sobredimensionado de las superficies de fricción es consecuencia casi exclusiva del problema que plantea la evacuación de calor que se produce en el frenado y que es directamente proporcional a la masa del vehículo y al cuadrado de la velocidad.


Fig. 7.32

El comportamiento de los frenos de disco frente al calor es mejor que el de los de tambor, ya que reciben el calor simétricamente sobre las superficies de fricción y las ruedas lo disipan directamente a la atmósfera. Esto evita la formación de puntos calientes, grietas y fisuras en el material. En los frenos de tambor el calor debe pasar a través del espesor del material, produciendo fenómenos de dilatación que repercuten en la eficacia de frenado.

Para aumentar la transmisión de calor a la atmósfera, algunos frenos de disco, llamados *autoventiladores,* van provistos (fig. 7.33) de canales radiales para que el aire circule entre las dos superficies de fricción. Con estos discos, las temperaturas de funcionamiento que se alcanzan son mucho menos elevadas que en los discos convencionales; sin embargo plantean los siguientes inconvenientes:

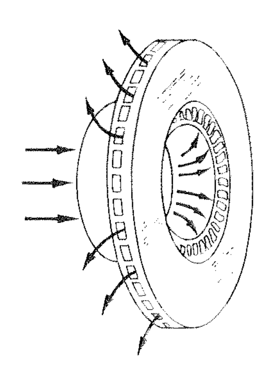
- Mayor volumen ocupado debido a su considerable espesor.
- Precio más elevado.
- Tensiones internas generales o locales mucho más elevadas que las correspondientes a los discos delgados convencionales, con los correspondientes defectos de los tambores (puntos cubiertos, grietas, etc.).

En algunos tambores de freno se suelen disponer aletas por su parte exterior para aumentar la radiación de calor a la atmósfera.

7.3.2 *Temperatura alcanzada en el frenado*

La *temperatura máxima ($T_{máx.}$)* alcanzada por la superficie de fricción se calcula por medio de la fórmula:

$$T_{máx.} = K \cdot \frac{v^2}{\sqrt{t_f}} \cdot \frac{1}{S} \qquad [7.1]$$


Fig. 7.33 Disco autoventilado.

K = constante que depende del tipo de materiales empleados
v = velocidad del vehículo
t_f = tiempo de frenado
S = superficie de frenado

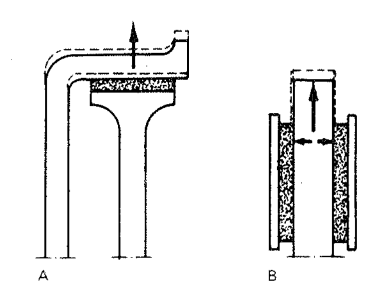


Fig. 7.34 Efecto de la dilatación en los frenos: A, *de tambor;* B, *de disco.*

De la fórmula se deduce que la temperatura de la superficie de fricción aumenta con el cuadrado de la velocidad y es inversamente proporcional a la superficie del cuerpo de frenado y a la raíz cuadrada del tiempo de duración de parada. Para la conformación constructiva de los frenos esto significa que, para reducir la temperatura alcanzada en los frenados de parada, es preciso aumentar al máximo permitido la superficie del freno de fricción.

7.3.3 *Efectos de la temperatura en los frenos*

Entre los efectos que origina la temperatura en los elementos de frenado está el fenómeno *fanding,* que consiste en la pérdida de eficacia que se manifiesta en determinadas condiciones y circunstancias. Este fenómeno característico de los frenos de tambor (fig. 7.34) es de suma importancia en el frenado ya que ocasiona un desvanecimiento o debilitación del mismo.

Según las condiciones de funcionamiento, el desvanecimiento en los frenos se presenta por las siguientes circunstancias.

7.3.3.1 *Desvanecimiento clásico o de montaña*

Es debido al aumento de la temperatura media de los frenos, cuando se *circula por una ruta en que deben usarse con frecuencia.* Es característico de los frenos de tambor. La causa de dicho efecto reside en que la dilatación del tambor es más rápida que la de las zapatas, con lo cual existe una pérdida de la carrera del pedal y disminuye el esfuerzo de frenada.

También se origina por la disminución del coeficiente de rozamiento de las superficies frenantes al calentarse. Este último fenómeno afecta tanto a los frenos de tambor como a los de disco. Cuando el desvanecimiento se produce progresivamente y por igual sobre los dos ejes del vehículo, no es muy peligroso.

Sin embargo, debe tenerse presente que la ausencia total de este fenómeno es, contra la creencia general, muy peligroso, puesto que, con ello, el conductor no se percata del excesivo calentamiento de los frenos.

7.3.3.2 *Desvanecimiento a altas velocidades*

Es el debilitamiento de los frenos cuando se *circula a gran velocidad* y se usan repetidamente. Tiene especial interés en los vehículos de competición.

Esta anomalía está motivada principalmente por la gran disminución del coeficiente de rozamiento.

7.3.3.3 *Desvanecimiento retardado*

Este fenómeno se produce en ciertas ocasiones *después de un calentamiento importante* y *transcurrido un cierto tiempo de haber sido empleado* el freno.

Puede ser extremadamente peligroso cuando no afecta por igual a los dos frenos de un mismo eje y a la repartición de frenada entre ejes. Cuando se produce, son necesarios grandes esfuerzos sobre el pedal, para obtener deceleraciones importantes.

7.3.3.4 *Desvanecimiento por agua*

Tiene lugar *cuando las superficies frenantes son alcanzadas por agua.* Los frenos de disco quedan expuestos a dicha anomalía más fácilmente que los de tambor.

7.4 **Estudio comparativo entre los frenos de tambor y disco**

En función de las características constructivas y de funcionamiento en ambos tipos de freno, las ventajas e inconvenientes de ambos sistemas de frenado son las siguientes:

7.4.1 *Eficacia de frenado*

La *eficacia de frenado* en los sistemas de tambor es mucho mayor que en los frenos de disco, al tener mayor superficie de fricción en sus elementos rozantes, lo cual hace disminuir la presión de frenado en los elementos de mando. Debido a ello, la *inestabilidad* es también más pronunciada, al existir un mayor desgaste en la superficie de fricción y estar más expuestos a las condiciones críticas de tempera-

tura que se origina en el frenado, ya que el calor en estos frenos se disipa a través de las paredes del tambor.

— *Freno de disco.*

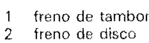
En los frenos de disco la *eficacia es reducida* debido a su menor superficie de contacto entre los elementos de fricción, necesitando un mayor esfuerzo de frenado, que se compensa en la práctica con un mayor diámetro en los cilindros de mando o incorporando servomecanismos de asistencia que permiten una mayor presión del líquido en el mando.

Presentan sin embargo una mejor *estabilidad general* que se manifiesta en los siguientes conceptos:

— Menor desequilibrio en la frenada.
— Menor reacción sobre la dirección.
— Desvanecimiento de los frenos por efecto *fanding* casi nulo.
— Acusan menos la diferencia de funcionamiento entre temperaturas extremas.

7.4.2 *Comparación entre los momentos de frenado*

Tanto en los frenos de tambor como en los de disco, la *variación del momento de frenada* en función de la presión de mando no es lineal, sino que aumenta proporcionalmente con dicha presión (fig. 7.35). En el gráfico puede apreciarse también la variación que experimentan ambos sistemas para una misma presión de mando, lo que indica la mayor inestabilidad de los frenos de tambor.



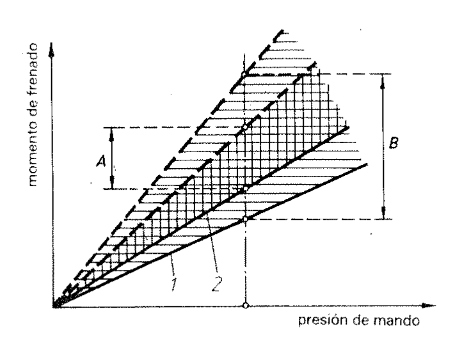


Fig. 7.35 Gráfico comparativo de los momentos de frenado en los sistemas de tambor y disco.

7.4.3 *Fidelidad en el mando*

La *fidelidad en el mando,* determinada por el recorrido del pedal, es más estable en los frenos de disco, ya que no se altera por efecto de la temperatura. En los frenos de tambor y por efecto de la temperatura se produce una expansión radial que hace aumentar la carrera de los émbolos, ocasionando por tanto variaciones en el recorrido del pedal.

7.4.4 *Elementos constructivos*

Los frenos de disco comparativamente con los de tambor tienen menos elementos en su conjunto y un peso muerto global más reducido. Esto hace que el peso suspendido que gravita sobre las ruedas sea menor, permitiendo a las ruedas motrices alcanzar *mayores aceleraciones angulares.*

7.4.5 *Ruidos en los frenos*

Durante la acción de frenado la casi totalidad de la energía cinética del movimiento se transforma en calor, pero una pequeña parte de esa energía se pone de manifiesto en forma de ruido, cuyos efectos son, casi siempre, desagradables.

Estos ruidos se producen por *vibración* en las superficies rozantes, donde los ferodos o pastillas de freno actúan como elementos de excitación. Cuando estos elementos entran en contacto con el elemento giratorio, tienden a ser arrastrados produciendo en ellos una deformación elástica y recuperando a continuación su forma primitiva de una forma brusca. La repetición sucesiva de este fenómeno provoca las vibraciones causantes del ruido.

Otro tipo de ruido característico en los frenos de disco es el *chirrido* durante el frenado, que se produce cuando están sometidos a fuerte calentamiento por deslizamiento neutro entre las superficies rozantes.

Estos ruidos son más acusados cuando el elemento rozante es más duro y tiene menor coeficiente elástico, como ocurre con los ferodos empleados en las pastillas de los frenos de disco. Estos frenos al requerir una mayor presión en el frenado necesitan materiales de mayor dureza, estando por tanto más expuestos a los ruidos.

CUESTIONARIO

7.1 ¿Cómo están constituidos los frenos de tambor?

7.2 ¿A qué se llama zapata primaria y secundaria, y cómo actúan en el frenado?

7.3 ¿Qué objeto tiene el reglaje en los frenos de tambor y qué sistemas se emplean?

7.4 ¿Cómo están formados los frenos de disco y cómo funcionan?

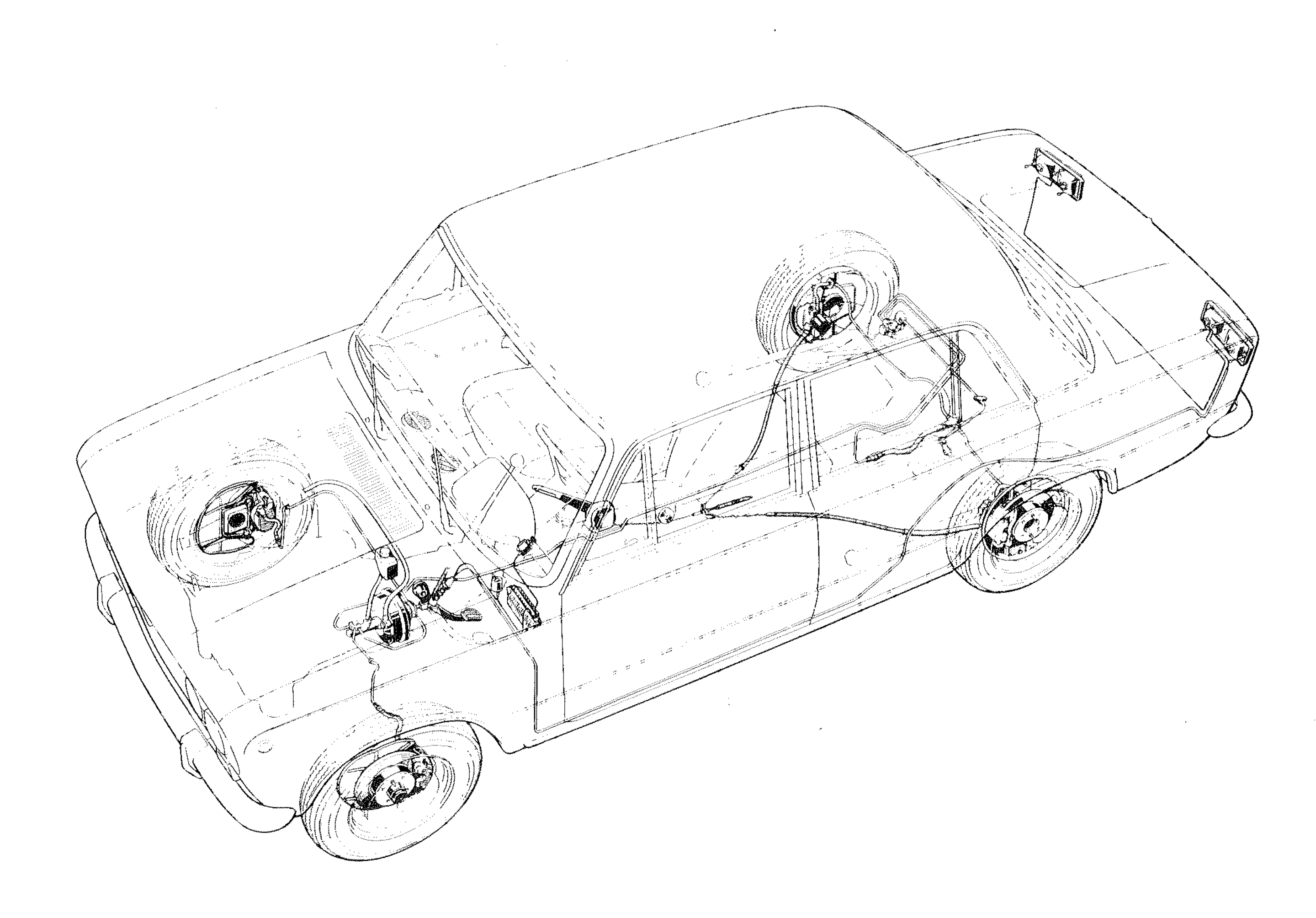
7.5 ¿Qué sistemas de mordazas se emplean en los frenos de disco?

7.6 ¿Cómo se efectúa el reglaje en los frenos de disco? Explicar los sistemas empleados.

7.7 ¿Qué ventajas e inconvenientes presentan los frenos de disco con respecto a los de tambor?

7.8 ¿En qué consiste el fenómeno *fanding?*

8. Circuitos de frenos



OBJETIVOS

— *Estudiar los diferentes circuitos y sistemas de frenado, sus características y elementos que los componen.*

EXPOSICIÓN DEL TEMA

8.1 Circuitos de frenos

Según la reglamentación vigente todo vehículo necesita llevar acoplados dos sistemas de frenado independientes; uno de ellos, el *circuito principal de servicio,* debe ser capaz de detener el vehículo en movimiento a voluntad del conductor y el otro circuito, *auxiliar,* que se emplea para bloquear las ruedas cuando el vehículo está estacionado.

8.1.1 *Circuito principal de frenos*

El *circuito principal* es accionado por un mando de pedal situado en el interior del habitáculo que transmite la fuerza aplicada por el conductor a los elementos de frenado en las ruedas. La transmisión de esfuerzos se realiza a través de un *circuito hidráulico* o *neumático,* aprovechando la energía transmitida por estos fluidos a través de un sistema multiplicador de esfuerzos, para que llegue a las ruedas con la fuerza necesaria para detener el vehículo.

8.1.2 *Circuito auxiliar de frenos*

El *circuito auxiliar* consiste (fig. 8.1) en un mecanismo de freno mecánico, llamado *freno de mano,* accionado desde el interior del vehículo de forma que, una vez fijado el mando, las ruedas queden bloqueadas para evitar un deslizamiento. Este mecanismo se aplica generalmente a las ruedas traseras.

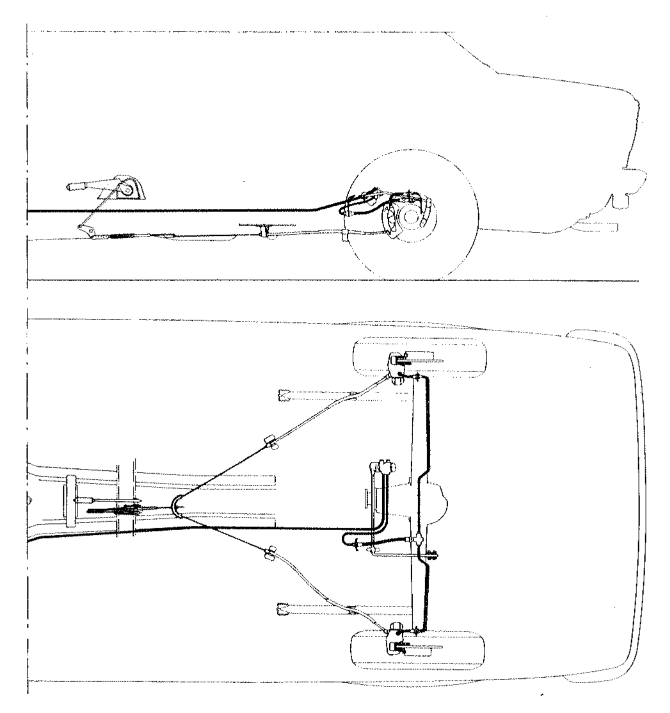


Fig. 8.1 Circuito auxiliar de frenos.

8.1.3 *Freno complementario de asistencia*

En vehículos pesados de gran tonelaje suele instalarse un *tercer freno de asistencia,* cuya misión es colaborar y actuar conjuntamente con el circuito principal para evitar en determinados momentos que, por el continuo uso, los frenos pierdan efectividad, precisamente cuando más se necesitan.

Entre ellos hay que destacar el *freno eléctrico* aplicado a la transmisión del vehículo, el cual entra en funcionamiento a voluntad del conductor por medio de un mando situado a su alcance en el volante o tablero de mandos. El funcionamiento de este freno evita el continuo uso a que se vería obligado el circuito principal, evitando por tanto el desgaste excesivo de ferodos que producirían una disminución en la eficacia de frenado.

Otro de los sistemas empleados es el *freno motor* que aprovecha el funcionamiento del mismo como compresor para suministrar aire al calderín y evitar así que, en determinados momentos, pierda presión por el continuo uso de los frenos.

8.2 **Sistema de mando de frenos**

En los automóviles antiguos el sistema de mando de los frenos era exclusivamente mecánico. Sus grandes inconvenientes (lentitud en la transmisión de esfuerzos, complejidad de los mecanismos, elevados esfuerzos, dificultad de reglaje y equilibrado y frecuentes averías) han ocasionado su desaparición en los vehículos actuales. Sin embargo, se siguen empleando en los sistemas de mando de los *frenos de mano* o también llamado *freno de estacionamiento.*

El sistema de *mando hidráulico* es el que se emplea en todos los turismos.

8.2.1 *Principios del funcionamiento hidráulico de los frenos*

El *sistema hidráulico de frenos* se basa en los conocidos principios de la hidrostática sobre la incompresibilidad de los líquidos y la transmisión de presiones en su seno. Como consecuencia de ellos, la presión comunicada por el émbolo de un cilindro de mando se transmite, a través de un circuito, a los cilindros o bombines que controlan los órganos activos de los frenos.

El sistema hidráulico permite aumentar con suma sencillez las fuerzas que resultan en los émbolos receptores por medio de una estudiada relación de diámetros. Es decir; si se suponen dos cilindros *A* y *B* (fig. 8.2) con las secciones indicadas —en la relación 1:4— al aplicar una fuerza de 100 kgf en el primer émbolo, la fuerza resultante en el segundo será de 400 kgf, para conservar la misma proporción que guardan las secciones —o los diámetros— entre sí.

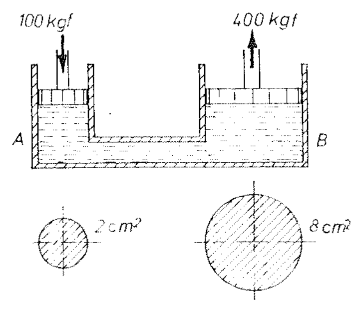


Fig. 8.2

Indudablemente al cilindro *A* se le pueden unir mediante tuberías otros varios cilindros (fig. 8.3) y la presión del primer émbolo, que tiene el mismo diámetro que los que se le han acoplado, se prolonga uniformemente en todas las direcciones actuando por igual en cada uno de los émbolos. Pero estos émbolos recorren un camino cuatro veces menor, es decir: $C = \frac{e}{4}$. Por tanto la suma de espacio recorrido por cada émbolo es igual al espacio recorrido por el primer émbolo.

Si los émbolos que reciben la presión tienen mayor diámetro (fig. 8.4) las presiones son distintas. Las fuerzas son proporcionales a las superficies respectivas de los émbolos.

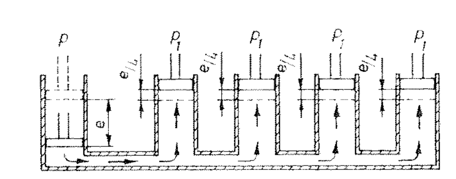


Fig. 8.3

8.2.2 *Elementos principales en un sistema de accionamiento hidráulico de frenos*

— *Circuito hidráulico para vehículos.*

Los elementos principales que componen un circuito hidráulico sencillo para este tipo de vehículos son:

- Depósito de líquido de frenos.
- Cilindro principal o bomba.
- Conmutador de la luz de freno.
- Tuberías de conducción de líquidos.
- Líquido de frenos.
- Cilindros o bombines de freno.
- Pedal de freno y sus articulaciones.
- Servofreno.

— *Circuitos hidráulicos especiales para vehículos pesados o Diesel.*

Estos circuitos, además de los elementos anteriores, suelen llevar otros elementos cuya instalación depende de la categoría, potencias, tipo de motor, marca de vehículo, etc.

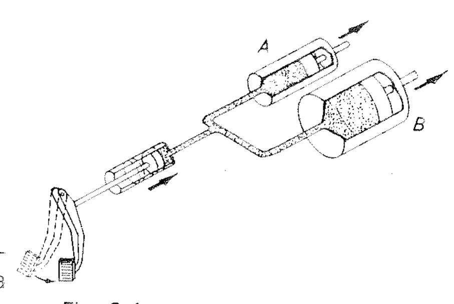


Fig. 8.4

Estos componentes adicionales son:

- Limitador de presión o de frenada.
- Compensador dependiente e independiente de la suspensión.
- Bomba de vacío.
- Diferentes tipos de cilindros principales.
- Indicador de caída de tensión.

8.2.2.1 *Líquido de frenos*

Por medio de este líquido se transmite la presión desde el *cilindro principal* o bomba hasta los cilindros o bombines de freno de las ruedas. Es un compuesto mineral a base de *glicol* o *éter-glicol* mezclado con sustancias protectoras, antioxidantes, siendo al mismo tiempo higroscópico para absorber la humedad.

— *Condiciones de un buen líquido de frenos.*

Las condiciones que debe reunir un buen líquido de frenos son:

- No debe atacar a los materiales con los que está en contacto.
- Debe poseer elevada temperatura de ebullición.
- Debe poseer baja temperatura de solidificación.
- Buena conductibilidad térmica.
- La fluidez no debe variar considerablemente con la temperatura.

Los líquidos que se hallan en el mercado y que son recomendados por los fabricantes de automóviles, se ajustan en su composición a las normas españolas (ver normas UNE 26 072-77) e internacionales, como por ejemplo el SAE 70R3 y el SAE 70R1.

— *Aditivos empleados en los líquidos de frenos.*

Los aditivos que se les añade para mejorar sus propiedades son:

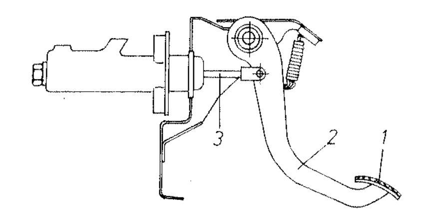
— *Antioxidantes* y *anticorrosivos,* para proteger las tuberías y las cámaras de los cilindros.

— *Detergentes tensoactivos,* que impiden sedimentaciones en el sistema.

8.2.2.2 *Cilindro principal o bomba de freno*

El *cilindro principal* es uno de los órganos principales del sistema de freno hidráulico, ya que es el encargado de generar la presión que debe actuar sobre los cilindros de freno.

La *bomba de freno* (fig. 8.5) está constituida por un cilindro (1), con los orificios de entrada y salida de líquido, dentro del cual se desplaza un pistón (2), con un retén (3) que hace estanco el interior del cilindro, empujado por el vástago (4) de unión al pedal de freno. Por delante del pistón va montada la copela (5), el muelle (6) que mantiene el pistón en su posición de reposo y la válvula (7) que regula la presión de salida del líquido. El conjunto va cerrado con una arandela y fiador elástico (10) que impiden que el pistón salga fuera del conjunto.



1 pedal de mando
2 palanca
3 empujador

Fig. 8.6 Mecanismo de accionamiento principal.

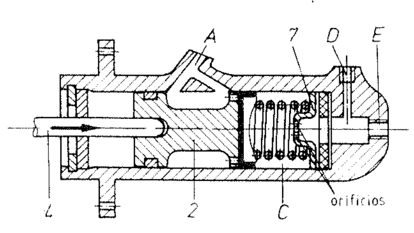
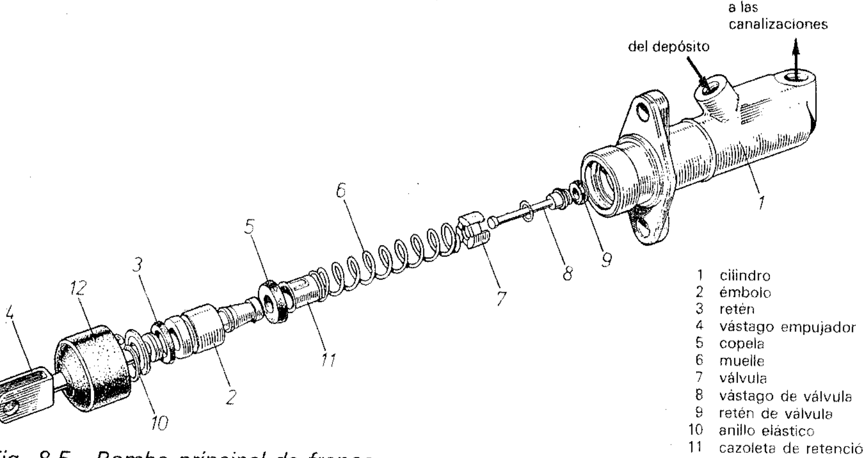


Fig. 8.8 Accionamiento del pedal.



1 cilindro
2 émbolo
3 retén
4 vástago empujador
5 copela
6 muelle
7 válvula
8 vástago de válvula
9 retén de válvula
10 anillo elástico
11 cazoleta de retención del resorte
12 guardapolvos

Fig. 8.5 Bomba principal de frenos.

El vástago (4) puede ser accionado directamente por el pedal del freno (figura 8.6) o por un servofreno, si lo lleva instalado el sistema.

El *depósito del líquido* de frenos puede estar separado del cilindro principal (fig. 8.7) o puede formar un solo cuerpo con él (fig. 8.11). El depósito suele llevar unas marcas de referencia que indican el nivel máximo y mínimo del líquido. En el tapón de llenado hay una válvula pequeña o simplemente un orificio, que permite la comunicación con el exterior para que la presión en su interior sea siempre la atmosférica.

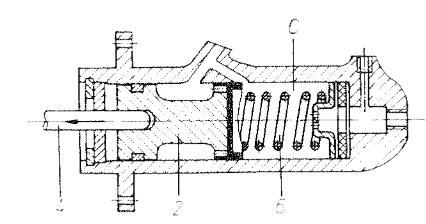


Fig. 8.9 Retroceso a su posición de reposo.

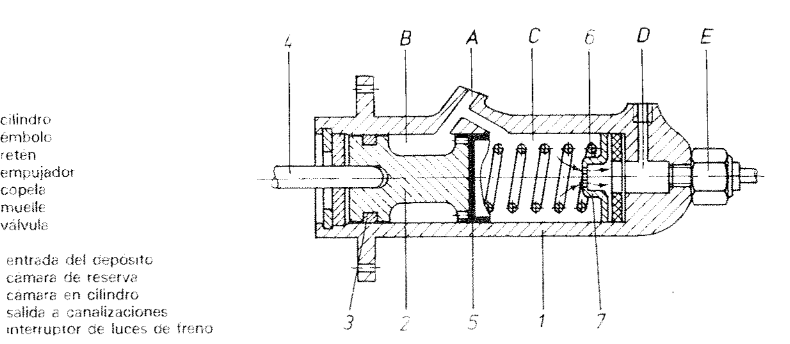


Fig. 8.7 Esquema interior de la bomba.

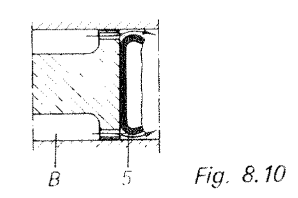
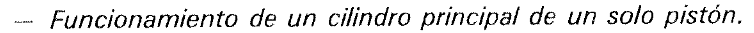


Fig. 8.10



— *Funcionamiento de un cilindro principal de un solo pistón.*

En su *posición de reposo* el pistón está desplazado hacia la izquierda por la acción del muelle y el interior del recinto está lleno de líquido procedente del depósito, que entra por *(A)* hacia las cámaras *(B)* y *(C)*.

Al pisar el pedal de freno (fig. 8.8) la palanca desplaza la varilla (4) que, a su vez, empuja el émbolo o pistón (2) hacia delante, comprimiendo el líquido en la cámara *(C)* y saliendo a presión por los orificios de la válvula (7) hacia las conducciones *(D)* que envían el líquido a los bombines y ejerciendo presión en *(E)* para efectuar el cierre del interruptor de la luz de freno.

Si se levanta el pie del pedal (fig. 8.9) el pistón (2) vuelve a su posición inicial por la acción del muelle (6) y el interior del cilindro *(C)* se llena con el líquido que está en las canalizaciones debido al vacío que hace el pistón en su retroceso.

Si el líquido de las conducciones no vuelve a la bomba, con suficiente rapidez o en la cantidad debida, el vacío interno hace que la guarnición (5) doble sus bordes hacia el interior, permitiendo que pase líquido desde la cámara *(B)* (fig. 8.10), a través de los orificios del pistón, llenando así el vacío interno. De esta forma, aunque haya pérdidas de líquido en las canalizaciones, se compensa en la misma bomba.

El orificio de llenado sirve también para compensar la dilatación del líquido, cuando se calientan los frenos, retornando por él al depósito.

En la figura 8.11 aparece una bomba de freno con depósito incorporado, formando un solo cuerpo con el cilindro principal.

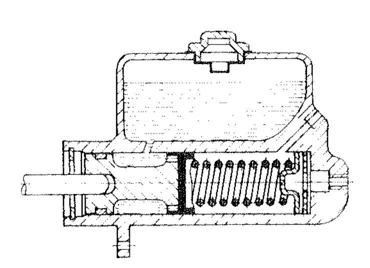


Fig. 8.11 Bomba de freno con depósito incorporado.

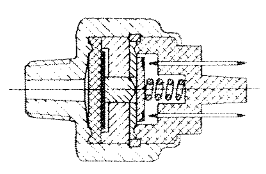


Fig. 8.12 Sección de un interruptor de la luz de freno.

8.2.2.3 *Conmutador de la luz de frenos*

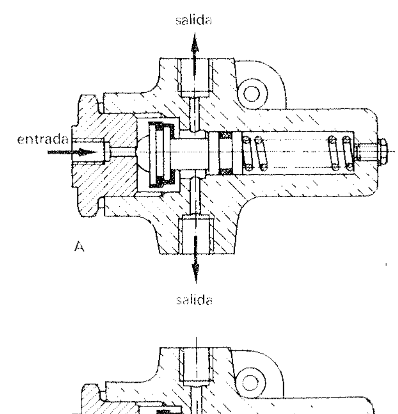
Al frenar, y para avisar de esta maniobra a otros vehículos que vienen por detrás, se acopla al cilindro principal (fig. 8.7) el correspondiente *interruptor* (figura 8.12), que pone en funcionamiento el circuito eléctrico de luces de freno. La luz de freno debe iluminarse cuando la presión del circuito alcanza 3 atm. y apagarse cuando la presión sea menor.

8.2.2.4 *Limitador de presión o de frenada para vehículos de turismo*

Al estudiar en el tema 6 las fuerzas de frenado y su repartición sobre las ruedas del vehículo, se indicó la misión que cumplen estos dispositivos para regular la fuerza de frenado, de forma que ésta sea proporcional al peso que gravita en cada eje.

Estos *limitadores de presión* se acoplan también en algunos turismos para compensar la desproporcionalidad en el frenado motivada por el accionamiento brusco de los frenos, sobre todo a gran velocidad.

Están formados por una válvula (fig. 8.13), cuyo objetivo es limitar la presión máxima de frenada en el eje trasero, con la finalidad de mejorar el reparto de las fuerzas de frenado en los dos ejes.



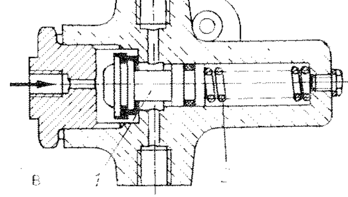


Fig. 8.13 Limitador de frenada: A, reposo y frenada normal; B, frenada brusca.

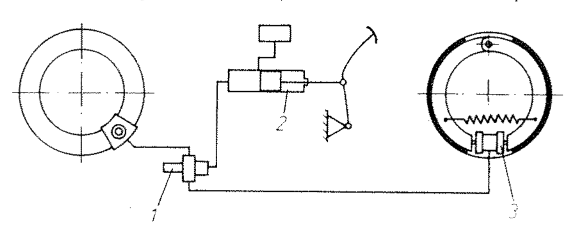
— *Funcionamiento de la válvula.*

Esta válvula sólo funciona para una determinada presión en el líquido de frenos, que es controlada en el dispositivo de regulación de la misma.

Cuando el frenado es normal para reducir velocidad (fig. 8.13A), la presión del líquido procedente del cilindro principal no alcanza el valor de tarado en la regulación de la válvula, no interviniendo el limitador que deja pasar libremente el líquido hacia las canalizaciones de los frenos posteriores.

Cuando el frenado es brusco o la presión del líquido sobrepasa la presión de regulación (fig. 8.13B), esta presión actuando sobre el pistón (1), alcanza el valor necesario para vencer la fuerza del resorte (2), y el pistón cierra el paso del líquido a los frenos posteriores. La presión, en estos casos, queda limitada a un valor (prefijado por la fuerza del resorte) mientras que puede seguir aumentando en los frenos delanteros que admiten mayor presión sin llegar a bloquear las ruedas (por ejemplo hasta un 40 % más). Generalmente, esta válvula se coloca en el puente trasero.

En la figura 8.14 se puede observar su disposición en el circuito.



1 regulador de la fuerza de frenado
2 cilindro principal
3 cilindro de la rueda

Fig. 8.14 Situación del regulador de frenado en un circuito de freno.

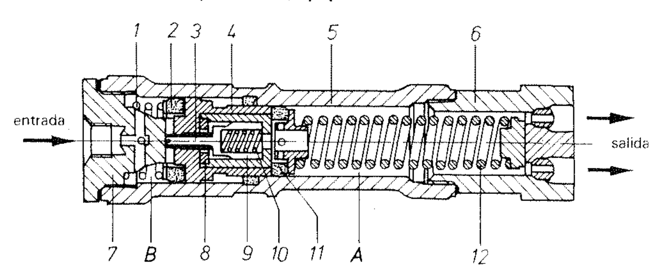
8.2.2.5 *Tipos de compensadores*

Según se apliquen sobre los frenos anteriores o sobre los posteriores, se clasifican en: *sobrepresores* y *depresores.*

1. *Sobrepresores.*

No tienen la función de correctores sino la de *amplificar la presión* suministrada por el cilindro principal.

— *Constitución de un sobrepresor.* Fundamentalmente el sobrepresor de la figura 8.15 está constituido por un cilindro de dos diámetros (5) por el cual discurre un émbolo (4) en el que está alojada una válvula (9) que cierra el paso entre las dos cámaras. El aumento de presión que tiene lugar en la cámara de menor diámetro *(A)* respecto de la presión existente en la de mayor diámetro *(B),* es obtenido por efecto de la diferencia de las superficies del émbolo. En posición de reposo, la válvula (9) se mantiene abierta mediante el vástago acanalado que se apoya, por un lado sobre el tapón (7), y por el otro sobre la válvula.



1 muelle
2 anillo elástico para cierre de la cámara de baja presión
3 vástago de válvula
4 émbolo
5 cuerpo sobrepresor
6 tapón para cámara de alta presión
7 tapón para cámara de baja presión
8 junta para válvula
9 válvula
10 muelle de válvula
11 anillo elástico para cierre cámara de alta presión
12 muelle de reacción

A cámara de alta presión
B cámara de baja presión

Fig. 8.15 Sección de un sobrepresor.

— *Funcionamiento del sobrepresor.* Accionando el pedal de freno, en la primera fase de envío de líquido, éste pasa a través del sobrepresor sin alterar el sistema hasta que al entrar en contacto las superficies frenantes, la presión se eleva rápidamente y, venciendo la reacción del muelle (12), provoca el deslizamiento del émbolo (4).

La válvula (9) queda liberada y, debido al muelle (10), se apoya contra la guarnición de retención (8) cerrando el paso entre las dos cámaras. Prosiguiendo el esfuerzo sobre el pedal de freno, la presión en la cámara decrece y el émbolo continúa desplazándose generando en el circuito correspondiente a la cámara *(A)* una mayor presión.

La retención de la válvula (9) está asegurada por el esfuerzo ejercido con el muelle (10), aunque el mayor empuje se ejerce sobre la pared del lado de la cámara de alta presión.

2. *Depresores.*

Tienen por misión *reducir la presión* del circuito suministrado a los mecanismos de frenos posteriores para evitar el bloqueo de las ruedas.

— *Constitución de un depresor.* El dispositivo de la figura 8.16 está constituido esencialmente por un cilindro escalonado (5) por el que se desliza un émbolo (4).

La parte del cilindro de diámetro menor, forma una cámara *(A)* de alta presión y la parte del diámetro mayor por el contrario, una cámara *(B)* de baja presión. La cámara *(A)* está en comunicación con el circuito primario del cilindro maestro, y la cámara *(B)* con el circuito secundario de los cilindros de mando de frenos de las ruedas posteriores. Las dos cámaras *(A)* y *(B)* pueden comunicarse entre sí solamente a través de una válvula (10) dispuesta en el émbolo diferencial (4).

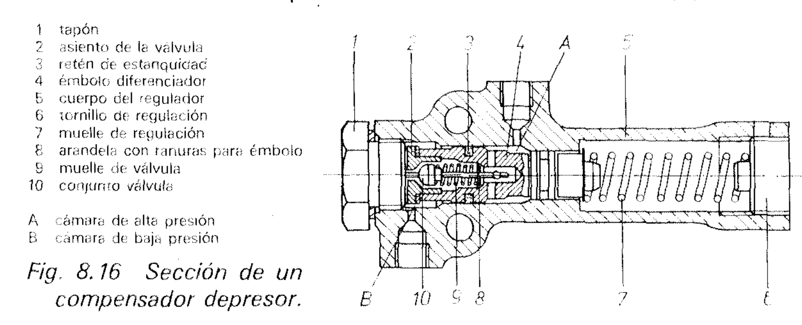


Fig. 8.16 Sección de un compensador depresor.

La disminución de presión entre la cámara *(A)* y la cámara *(B)* se obtiene por medio de la diferencia de superficies activas del pistón (4).

En una cámara aparte va alojado un muelle tarado (7) que aprieta sobre la cara de diámetro menor del émbolo, teniéndolo comprimido en la posición de reposo contra el tapón de cierre del dispositivo. En la posición de reposo, la válvula (10) se mantiene abierta por el vástago acanalado que vence la resistencia del muelle de reacción (9), estableciendo así una comunicación entre las dos cámaras.

— *Funcionamiento de un depresor.* Cuando se actúa sobre el pedal del freno, el líquido fluye a través de la válvula de la cámara *(A)* a la cámara *(B)*. Con el aumento de presión, la diferencia entre el empuje ejercido sobre la cara de diámetro mayor del émbolo (4) y la del diámetro menor, desplaza al émbolo hacia la cámara *(A)*, vence la reacción del muelle (7) y libera, por medio del vástago, la válvula (10) que cierra el paso del líquido.

En tales condiciones, la presión de entrada actúa sobre la cara menor del pistón diferencial y se establece un equilibrio aunque la presión en *(B)* sea inferior; por consiguiente, también la presión en los bombines de los frenos posteriores resulta proporcionalmente inferior a la de salida de la bomba.

Con un posterior aumento de la presión de envío de la cámara *(A)* se incrementa también el empuje del émbolo (4) hacia la cámara *(B)*, provocando la apertura de la válvula (10), lo que permite una posterior distribución del fluido de la cámara *(A)* a la cámara *(B)*. Este hecho comporta un nuevo aumento de presión en el circuito de las ruedas posteriores y, por tanto, nuevo cierre de la válvula (10), restableciéndose de tal modo la diferencia de presiones entre el circuito de las ruedas posteriores y el cilindro maestro.

De todo lo expuesto se deduce que para cerrar el circuito entre la cámara *(A)* y *(B)* es necesario que el émbolo diferencial (4), venciendo la reacción del muelle (7), efectúe un empuje tal que libere completamente la válvula (10), lo que se obtiene a partir de una cierta presión mínima.

Al dejar libre el pedal del freno, la presión en la cámara *(A)* disminuye, el émbolo diferencial, bajo la acción del muelle (7), es empujado contra el tapón (1); la

válvula (10) está abierta por el vástago y se descarga el líquido del circuito de freno de las ruedas posteriores.

8.2.2.6 *Bomba de vacío*

Sirve para *obtener la depresión necesaria* en las instalaciones de frenado que disponen de servofreno.

Constitución de la bomba de vacío.

La *bomba de vacío* (fig. 8.17) está herméticamente cerrada; en la parte inferior del cuerpo (7), contiene una pequeña cantidad de aceite —aproximadamente 40 cm^3— para el engrase de sus partes móviles.

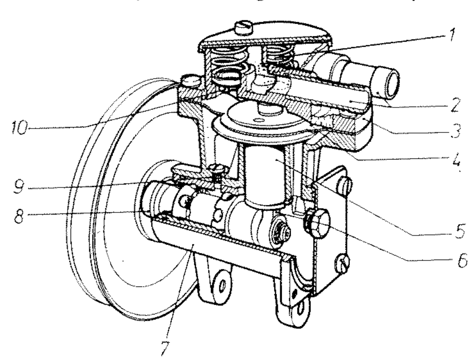


Fig. 8.17 Bomba de vacío.

El cojinete del eje de mando (8) es estanco en sus extremos y no necesita engrase. Dicho cojinete se introduce a presión en el cuerpo de la bomba y se fija mediante un tornillo prisionero (9).

Sobre el pistón guía (5) se fija la membrana (4), la cual se interpone entre el cuerpo (7) y la tapa superior (3).

La tapa superior incorpora dos tubos (4), que sirven para la entrada y salida de aire y dos orificios mecanizados donde se alojan las válvulas.

Funcionamiento de la bomba de vacío.

El movimiento circular del eje de mando (8) es transformado en rectilíneo alternativo por medio del pistón guía (5) y de la biela (6).

En su movimiento descendente el pistón arrastra a la membrana (4) y produce un vacío en la cara superior, la válvula de escape (1) se cierra y la válvula de admisión (10) se abre, aspirando el aire del depósito vacío.

En su movimiento ascendente, el pistón (5) empuja a la membrana y comprime el aire aspirado, la válvula de admisión se cierra y la de escape se abre, expulsando el aire hacia el colector de admisión del motor.

En la figura 8.18 se presenta la instalación de un circuito hidráulico de un camión. En los turismos se suprime el depósito.

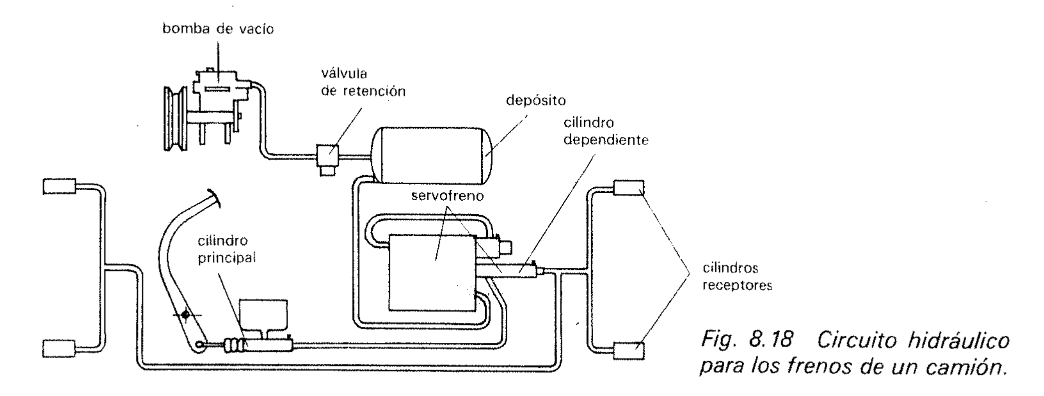


Fig. 8.18 Circuito hidráulico para los frenos de un camión.

8.2.2.7 *Otros tipos de cilindros principales*

Dependiendo del sistema de circuito, pueden emplearse, además del cilindro de un solo pistón ya explicado, los siguientes:

- Cilindro principal de dos cámaras de compresión con dos pistones.
- Cilindro de cámara diferencial o escalonada.

1. *Cilindro principal con doble pistón.*

Este cilindro se emplea en un *doble circuito de frenos* o cuando se desea una *distribución independiente* a las ruedas delanteras y traseras (fig. 8.19).

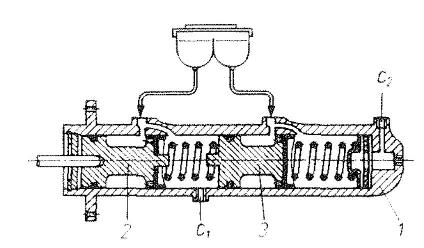
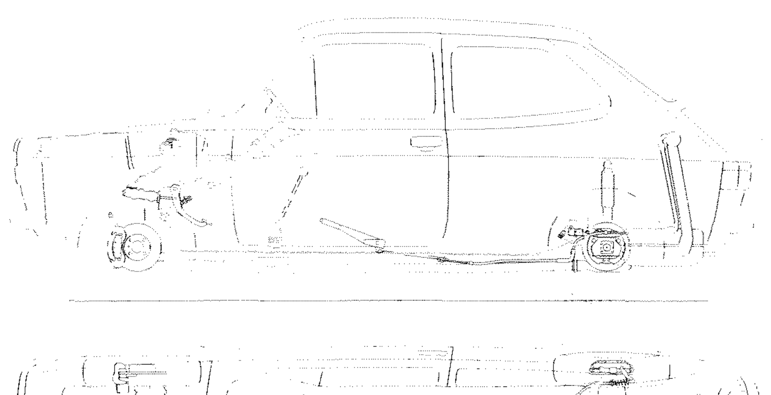


Fig. 8.20 Bomba de freno con cilindro de doble efecto.



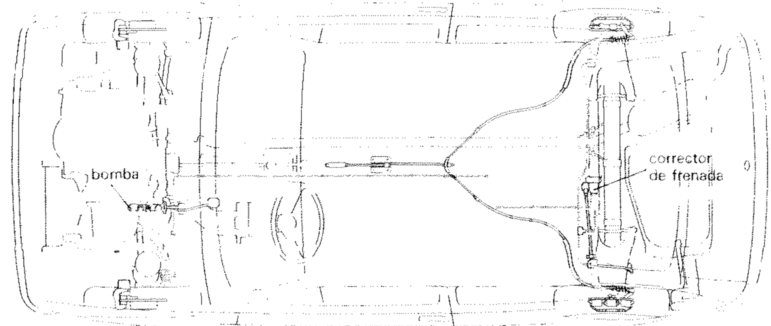
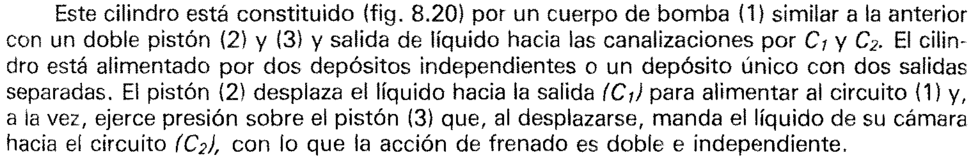
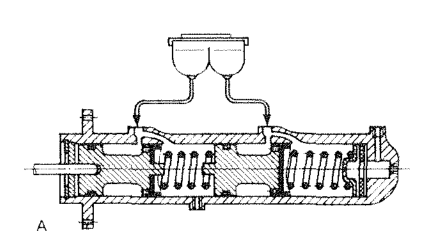


Fig. 8.19 Circuito hidráulico de frenos independientes entre las ruedas anteriores y posteriores.



Este cilindro está constituido (fig. 8.20) por un cuerpo de bomba (1) similar a la anterior con un doble pistón (2) y (3) y salida de líquido hacia las canalizaciones por C_1 y C_2. El cilindro está alimentado por dos depósitos independientes o un depósito único con dos salidas separadas. El pistón (2) desplaza el líquido hacia la salida (C_1) para alimentar al circuito (1) y, a la vez, ejerce presión sobre el pistón (3) que, al desplazarse, manda el líquido de su cámara hacia el circuito (C_2), con lo que la acción de frenado es doble e independiente.

En la figura 8.21 puede verse las dos posiciones extremas de trabajo.



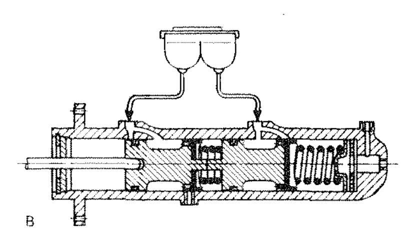


Fig. 8.21 Bomba de freno con cilindro de doble efecto: A, principio de frenada; B, máxima frenada.

2. *Cilindros de cámara diferencial o escalonada.*

En este tipo de cilindro principal (fig. 8.22), el diámetro no es igual en toda su longitud. Existen múltiples modelos con diferentes cometidos y funcionamiento; entre ellos se pueden citar los siguientes:

— *Cilindro escalonado de carrera de aproximación corregida.* Esta bomba consta de un cilindro con dos diámetros diferentes. El diámetro mayor entra en función en primer lugar desplazando gran volumen de líquido con un pequeño recorrido del pedal. El diámetro menor se utiliza para lograr la presión necesaria en la que el volumen del líquido desplazado es más pequeño. El paso de una fase a otra tiene lugar gracias a una válvula que actúa bajo la presión del circuito.

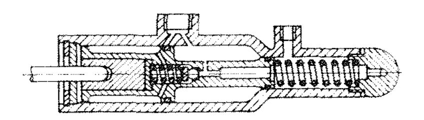


Fig. 8.22 Sección de un cilindro principal con dos cámaras de compresión.

— *Cilindro diferencial amplificador.* Consta (fig. 8.23) de un cilindro con dos diámetros diferentes y un único pistón (1) con dos retenes (2) y (4), adaptados a cada diámetro que determinan dos cámaras (3) y (5) que se interconectan por dos conductos (7) y (8) dispuestos en el cuerpo de la bomba.

Su *funcionamiento* es el siguiente: al desplazar el émbolo, el líquido encerrado en la cámara (3) se somete a presión y se ve obligado a salir por el conducto (7) introduciéndose en la cámara (5), con lo que aumenta la presión en la misma, que también se ve sometida a una presión hidráulica por la parte delantera del émbolo.

Una vez que el émbolo ha avanzado lo suficiente, queda cerrado el orificio (8) y solamente trabaja la cámara (5); el líquido de la cámara (3) pasa por la válvula (9) y el conducto (10) a la parte posterior de la bomba.

La presión del muelle de la válvula (9) determina la apertura a una cierta presión durante la primera fase de compresión.

El capuchón de goma (11), además de impedir que en las posibles pérdidas de líquido dañen los forros de las zapatas o al tambor, evita la entrada de polvo y suciedad en el cilindro.

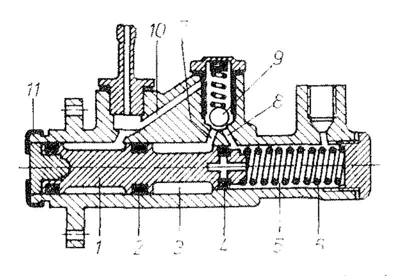


Fig. 8.23 Sección de un cilindro de mando diferencial amplificador.

El orificio (7) corresponde a la válvula de purga de aire y el (8) es la comunicación con las tuberías de la instalación de frenos.

La válvula de purga la constituye un tornillo hueco (9) con orificios laterales en su extremo cónico, que permite cerrar el paso del conducto (7) hacia el exterior.

8.2.2.8 *Canalizaciones del circuito*

Las *tuberías del circuito* son los conductos encargados de permitir el paso del líquido de frenos y, por consiguiente, de la transmisión de presión desde el *cilindro principal* hasta los *bombines* de las zapatas (fig. 8.19).

Las tuberías están formadas por tramos *rígidos* y *flexibles* y la unión se hace por medio de *racores* de empalme.

— *Tuberías rígidas.*

Están constituidas por unos *tubos de cobre,* acero o latón (actualmente de *tubo bundy),* que se unen a la bomba y a los elementos de derivación por medio de racores. Deben ser resistentes a la oxidación y a la corrosión y, no sólo deben soportar las presiones normales de frenado, sino también sobrepresiones debidas a las frenadas bruscas.

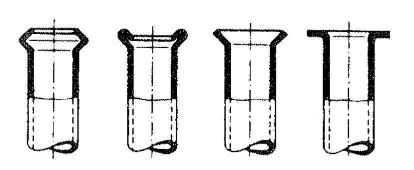


Fig. 8.24 Clases de rebordes.

Estas tuberías se sujetan al chasis mediante presillas, grapas o abrazaderas separadas como máximo 25 cm para evitar que las tuberías vibren y, además, se colocan entre la brida y la tubería unos manguitos de goma, con la misma finalidad.

En la figura 8.24 se pueden ver los rebordes de los tubos de acero que se emplean, cuya forma corresponde a la norma DIN 74 234 y cuyos diámetros exteriores son de 4,75-6-8 y 10 cm.

— *Tuberías flexibles.*

Tienen por objeto realizar la unión entre dos puntos que tienen desplazamientos relativos durante la marcha o maniobra del vehículo. Van montadas en voladizo, entre el chasis y la rueda, para permitir la orientación y oscilaciones de la misma, adaptándose, de esta forma, a los movimientos direccionales y de suspensión.

Las *tuberías flexibles* deben resistir la presión y las sobrepresiones del líquido, los agentes atmosféricos, el endurecimiento y envejecimiento. El montaje debe efectuarse con cuidado, de forma que no se produzcan tirones o torsiones que puedan producir obstrucciones o estrangulamientos.

Los más empleados son los *latiguillos* de goma y tela; otros, más completos, en su construcción se añade un alma de anillos de alambre engarzados unos con otros, embutidos y soldados en una funda de goma que da hermeticidad a la tubería, la protege contra los golpes y amortigua las vibraciones.

Las mangueras de freno no deben situarse en las proximidades de la tubería de escape y deben protegerse de la acción de los combustibles, aceite, agua, nieve, etcétera.

— *Racores.*

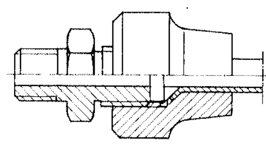


Fig. 8.25 Unión de tubería por medio de racores.

Los empalmes de los tubos entre sí y con los cilindros se realizan por medio de *racores.* Pueden ser de derivación en forma de *T* o rectos de una sola rosca. Generalmente son de bronce que, por ser de un material relativamente blando, hace las uniones roscadas más herméticas, pues los filetes de ambas roscas se deforman ligeramente al apretarlas adaptándose entre sí. Al empalmar por medio de racores un tubo metálico (fig. 8.25) se comprime su avellanado entre los asientos cónicos del racor macho y de la hembra; en otras ocasiones se interpone una arandela de goma que hace de junta.

En la figura 8.26 se representa el despiece completo de las tuberías de distribución de un vehículo de turismo.

8.2.2.9 *Indicador de caída de presión*

Este dispositivo (fig. 8.27) sirve para indicar la *diferencia de presión hidráulica* que existe entre la distribución a las ruedas delanteras y traseras. Se monta en instalaciones que llevan un cilindro principal de dos cámaras de compresión.

Las causas que pueden producir alguna deficiencia de presión en el circuito son:

— Necesidad de purgar el circuito.
— Fuga del líquido hacia el exterior.
— Avería en el cilindro principal.

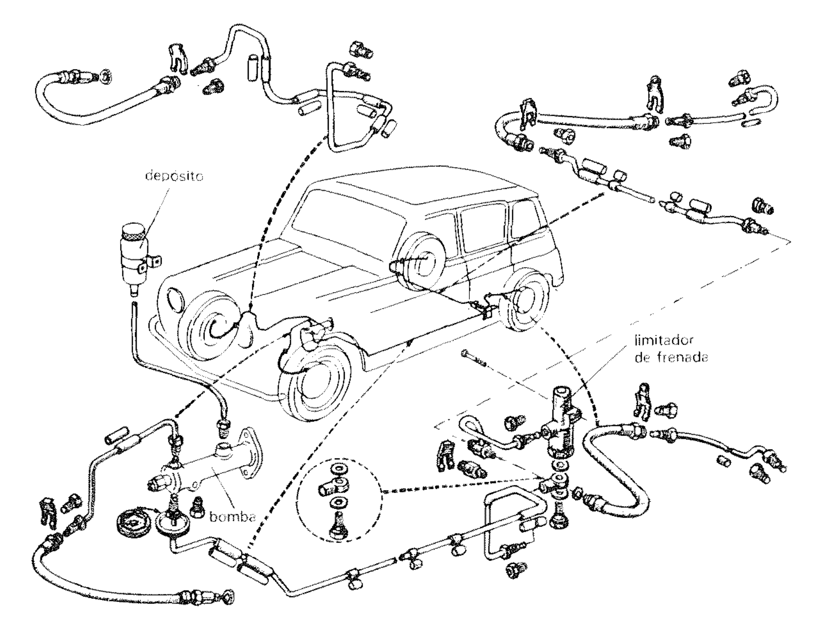


Fig. 8.26 Despiece de las tuberías de distribución del sistema hidráulico (RENAULT).

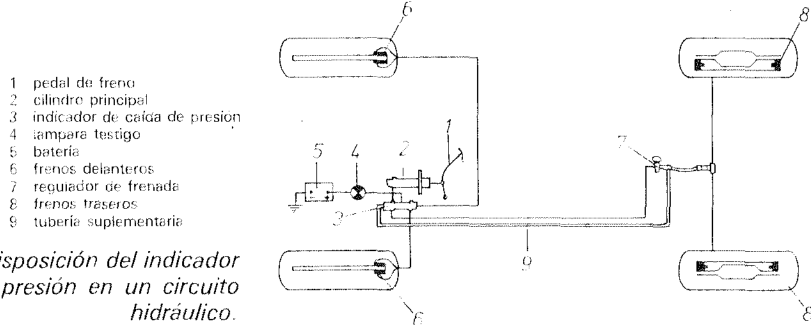


Fig. 8.27 Disposición del indicador de caída de presión en un circuito hidráulico.

El *indicador de caída de presión* puede ser *simple* o con *transferencia.* El *indicador simple* sólo acciona un interruptor eléctrico haciendo que se encienda una lámpara testigo en el cuadro de instrumentos.

En el *indicador con transferencia,* al producirse una diferencia de presión, el indicador actúa de modo que aumenta la presión en el sector donde se produce la fuga.

El indicador posee una válvula y una tubería suplementaria (9) que partiendo de él llega hasta después del limitador de presión de los frenos posteriores. Si hay avería en los frenos delanteros, la válvula se abre y establece comunicación directa entre la cámara de compresión de los frenos posteriores del cilindro principal y dichos frenos posteriores, a través de la tubería suplementaria (sin pasar por el limitador de presión).

Este indicador también lleva el contactor eléctrico para la lámpara testigo.

8.2.2.10 *Pedal del freno*

El *pedal del freno* está situado en el interior de la carrocería al alcance del conductor. Es el elemento de mando encargado de transmitir el esfuerzo del conductor para actuar el sistema del circuito de frenos a voluntad del mismo.

Está constituido, como puede verse en la figura 8.28 por una palanca (1) que, al aplicar la presión del pie *(F),* gira sobre su eje (3) transmitiendo el esfuerzo a la bomba, en sentido de *(F_1).* Es de acero forjado y va montada en un eje fijo a la carrocería, con interposición de un casquillo de bronce. El muelle (2) hace que la palanca retroceda a su posición inicial cuando cesa la presión *(F).*

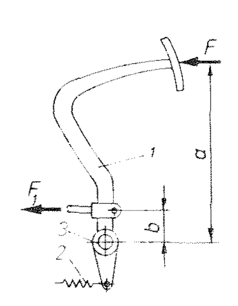


Fig. 8.28 Pedal de freno.

En la zona de apoyo del pie suele llevar un recubrimiento de goma estriada para evitar el resbalamiento del pie.

La presión que hay que realizar sobre las zapatas o pastillas de los frenos se consigue, en primer lugar, por el esfuerzo mecánico mediante la palanca del pedal

y bajo la presión del pie del conductor. La fuerza *(F_1)* comunicada al vástago del cilindro, es amplificada por el sistema hidráulico.

Dicha fuerza *(F_1)* se calcula fácilmente a partir del esfuerzo que realiza el conductor *(F)* sobre el pedal, mediante la conocida ley de la palanca:

$$F \cdot a = F_1 \cdot b$$

8.3 Circuito hidráulico

Este sistema, empleado en casi todos los turismos y camiones de pequeño tonelaje, está constituido por una serie de elementos ya estudiados que transmiten la fuerza de frenado desde el pedal de freno hasta los bombines de la rueda por medio de un *circuito hidráulico de presión.*

El elemento hidráulico empleado para transmitir la presión de la bomba a los bombines de la rueda es el *líquido de frenos.*

Según los elementos empleados y la forma de transmitir el esfuerzo hasta los bombines de la rueda, los sistemas adoptados pueden ser, entre otros:

- Circuito hidráulico simple.
- Doble circuito de frenos.
- Circuito hidráulico servoasistido.

8.3.1 *Circuito hidráulico simple*

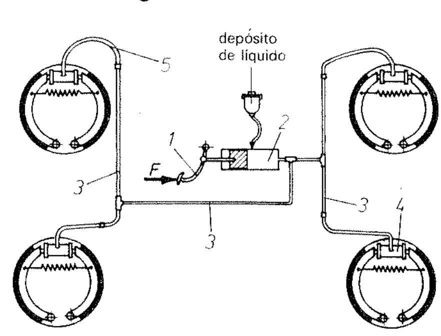
Este circuito (fig. 8.29) está constituido por un *pedal* (1) situado en el interior de la carrocería que es el elemento de mando encargado de transmitir el esfuerzo del pie del conductor al circuito; una *bomba* (2) de simple efecto encargada de proporcionar la debida presión al líquido de frenos y unas *tuberías de unión* (3) que transmiten la presión del líquido desde la bomba hasta los bombines de las ruedas (4).

En este circuito la canalización es única para las cuatro ruedas.

8.3.2 *Circuito hidráulico independiente a cada eje*

El gran inconveniente de los circuitos de freno simples son las fugas de líquido por cualquiera de los componentes del circuito, que inutilizan el sistema por falta de presión y no se transmite entonces la fuerza de frenado sobre los bombines de las ruedas.

Para salvar este inconveniente, algunos vehículos llevan un *circuito independiente* para cada eje (fig. 8.30) de forma que, al accionar la bomba, la presión del líquido se transmite por separado a los frenos delanteros y a los traseros y así, en caso de fuga en uno de los circuitos, el vehículo no queda sin frenos.



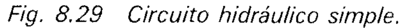


Fig. 8.29 Circuito hidráulico simple.

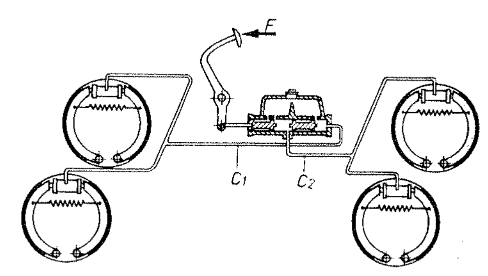


Fig. 8.30 Circuito hidráulico independiente a cada eje con cilindro de doble efecto.

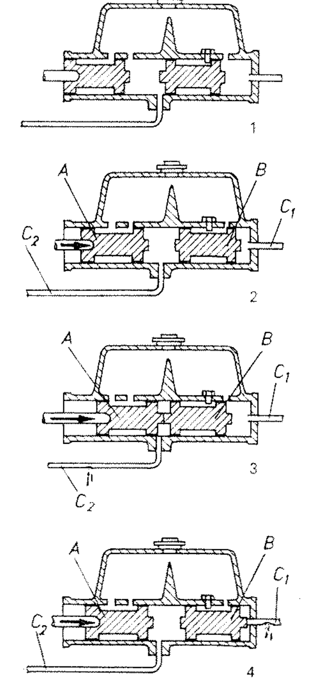


Fig. 8.31 Esquema de funcionamiento de un cilindro principal con dos cámaras de compresión.

Las cuatro posibilidades que se pueden presentar en el proceso pueden observarse en la figura 8.31. En la situación (1) el circuito se halla en posición de reposo. En la situación (2) se halla en posición normal de frenado, es decir, cuando no hay avería; el pistón *(A)* comprime el líquido de su cámara de compresión, el cual, además de salir por la tubería del circuito *(C_2)*, a su vez empuja el pistón *(B)* para que empuje y dé presión al líquido contenido en su cámara y lo envíe por el circuito *(C_1)*. En la situación (3) se representa el supuesto de una rotura en la tubería del circuito *(C_2)*; el líquido en su cámara no puede comprimirse y, por tanto, el pistón *(B)* no se desplaza hasta que sea empujado por contacto directo del pistón *(A)*; sólo

entonces se inicia la compresión del líquido por el circuito *(C_1)*, cuya tubería está en perfectas condiciones.

La posición 4 muestra lo que sucede si se rompe la tubería del circuito *(C_1)*. El pistón *(B)*, al no poder comprimir el líquido en su cámara, se desplaza hasta hacer tope con el fondo del cilindro empujado por el líquido de la cámara del pistón *(A)*. El pistón *(A)* inicia la compresión y lanza el líquido por el circuito *(C_2)* cuando el pistón *(B)* hace tope.

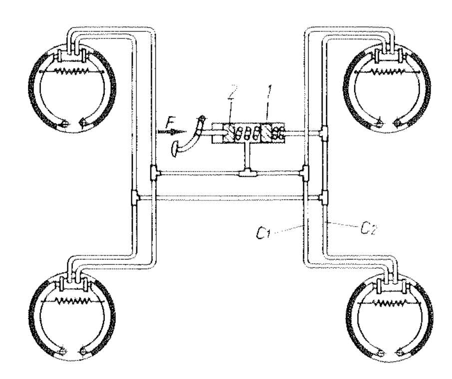


Fig. 8.32 Doble circuito de frenos.

8.3.3 *Doble circuito de frenos*

Otro de los sistemas empleados, más completo que el anterior y, por tanto, de mayor seguridad (fig. 8.32), consiste en disponer *dos circuitos independientes* para el frenado en las cuatro ruedas, aunque este sistema requiere disponer una doble entrada en los bombines de rueda.

La presión y accionamiento hidráulico en estos circuitos se realiza por medio de una *bomba de doble efecto.*

De esta forma, si se produce avería en uno de los circuitos —por ejemplo, en el *(C_1)*— los frenos total o parcialmente siguen frenando, alimentados por el otro circuito *(C_2)*, pero con menor efecto de frenado. Si la avería se produce en el circuito *(C_2)*, el desplazamiento del pistón (2) manda líquido al circuito *(C_1)* y, si se produce en el circuito *(C_1)*, el pistón (2), libre de presión, empuja al pistón (1) funcionando como una bomba de simple efecto. La avería en uno de los circuitos se nota, por tanto, en el mayor desplazamiento del pedal.

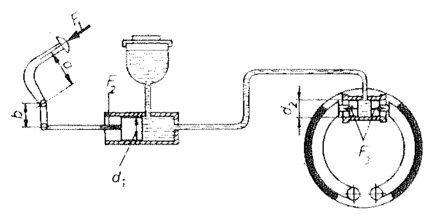


Fig. 8.33

8.3.4 *Cálculo de esfuerzos en la instalación hidráulica*

En las instalaciones hidráulicas (fig. 8.33) los esfuerzos son transmitidos por el líquido de frenos por medio de los bombines de freno y de la bomba, pero ésta, a su vez, recibe el esfuerzo del pedal a través de la *articulación mecánica.* Por tanto, la fuerza *(F_3)* que actúa en los bombines se deduce, en este tipo de instalaciones, partiendo de la fuerza que se hace en el pedal del freno *(F_1)* a través de la palanca mecánica de brazos *(a)* y *(b)* y de la relación de superficies de los distintos émbolos que intervienen. La fuerza *(F_2)* que actúa sobre el émbolo de la bomba de diámetro *(d_1)* es:

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{a}{b} \qquad [8.1]$$

La fuerza *(F_3)* que recibe el émbolo del bombín de diámetro *(d_2)*, es:

$$F_3 = F_2 \cdot \frac{S_2}{S_1} \qquad [8.2]$$

$$F_3 = F_2 \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2} \qquad [8.3]$$

F_1 = fuerza en el pedal de frenos en kgf
a y b = brazos de palanca de la articulación mecánica
F_2 = fuerza que actúa sobre el émbolo de la bomba en kgf
F_3 = fuerza que actúa sobre el émbolo de los bombines en kgf
S_1, S_2 = secciones de los respectivos émbolos
d_1 y d_2 = diámetro de los respectivos émbolos

EJERCICIO RESUELTO

Problema 1

El émbolo de un cilindro principal de una instalación hidráulica tiene un diámetro de 18 mm y el émbolo del bombín del freno de la rueda es de 22 mm. ¿Qué valor alcanza la fuerza comunicada al émbolo del bombín al efectuar una presión en el pie del pedal de 30 kgf, sabiendo que la relación de los brazos de palanca es 5:1?

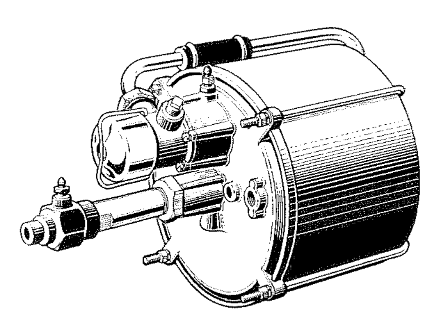


Fig. 8.34 Conjunto servofreno.

Solución:

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{a}{b} = 30 \times \frac{5}{1} = 150 \text{ kgf}$$

$$F_3 = F_2 \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2} = 150 \times \frac{22^2}{18^2} = \frac{72\,600}{324} = 224 \text{ kgf}$$

8.3.5 *Circuito hidráulico servoasistido*

Los sistemas *servoasistidos* consisten en combinar el efecto de frenado en un circuito hidráulico con un *mecanismo de asistencia,* cuyo funcionamiento mixto, por vacío e hidráulico, facilita la acción de frenado y permite, con el mínimo esfuerzo, obtener una gran potencia en los frenos.

Este mecanismo, conocido con el nombre de *servofreno* (fig. 8.34), va instalado en serie con el circuito hidráulico (fig. 8.35). Suele acoplarse en muchos vehículos de turismo y en todos los vehículos pesados equipados con frenos hidráulicos donde el esfuerzo de frenado es grande.

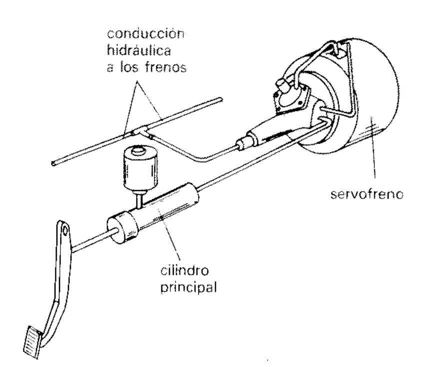
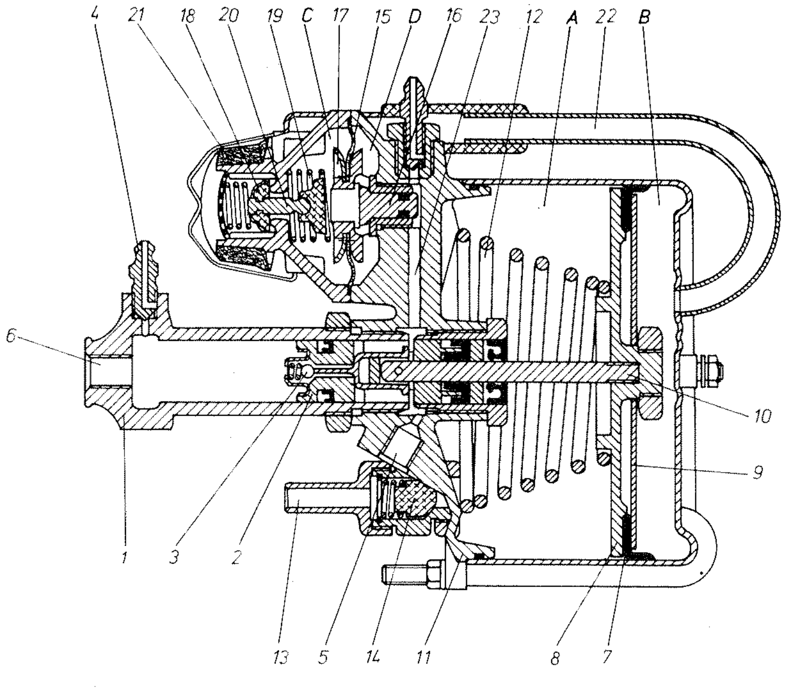


Fig. 8.35 Instalación del servofreno.

8.3.5.1 *Constitución del servofreno*

Un servofreno clásico es el *Hidrovac,* que presenta la ventaja de poderse montar en cualquier parte del vehículo, ya que puede ser accionado hidráulicamente a distancia. Este conjunto está constituido (fig. 8.36) por tres elementos básicos de funcionamiento, formados por: un *cilindro hidráulico,* un *cuerpo de vacío* y una *válvula de control.*



Cilindro hidráulico
1 cuerpo de la bomba
2 émbolo
3 válvula
4 purgador
5 conexión a la bomba
6 salida a canalizaciones

Cuerpo de vacío
7 junta de hermetismo
8 plato
9 chapa cierre
10 vástago
11 tapa
12 muelle
13 toma de vacío
14 válvula de retención

Válvula de control
15 membrana
16 pistón
17 válvula de vacío
18 válvula de aire
19 muelle
20 bulón
21 filtro
22 conducto de vacío
23 conducto de entrada de líquido de cilindro a válvula

Fig. 8.36 Elementos del servofreno (Hydrovac).

— *Cilindro hidráulico.*

El *cilindro hidráulico* está formado por un cuerpo de bomba (1), que se comunica con la válvula de control por el conducto (23), y los orificios de entrada (5) y salida del líquido (6), procedente de la bomba principal de frenos, hacia las canalizaciones de las ruedas. Por su interior se desplaza un émbolo (2) unido mecánicamente, por medio del vástago (10), al plato (8) situado en el cuerpo de vacío, que

se mantienen en su posición de reposo por medio del muelle (12) situado en la parte anterior del plato.

— *Cuerpo de vacío.*

El *cuerpo de vacío,* formado de chapa y cerrado herméticamente, lleva en su interior el plato (8) que hace de émbolo y separa herméticamente las dos cámaras de vacío *(A)* y *(B)* por medio de la junta (7). Estas dos cámaras se comunican con la toma de vacío a través de la válvula de control.

— *Válvula de control.*

La *válvula de control* está formada por un cuerpo de válvulas unido con tornillos a la tapa (11) del cuerpo de vacío. En su interior se forman dos cámaras *(C)* y *(D),* separadas por una membrana elástica (15), que se comunican a través de una válvula (17) unida al pistón (16) accionado por el líquido de frenos. Ambas cámaras se comunican a su vez con la toma de vacío y con las cámaras formadas en el cuerpo de vacío. La válvula (18) pone en comunicación la parte superior del cuerpo de válvulas con el aire exterior a través de un filtro (21) y se mantiene cerrada en su posición de reposo por la acción del muelle (19).

8.3.5.2 *Funcionamiento del servofreno*

— *Posición de reposo.*

En su *posición de reposo* (fig. 8.37A) el plato (8) y el pistón (2) se encuentran situados, por la acción del muelle (12), en la parte posterior del servofreno (parte derecha de la figura), mientras que las cámaras anterior *(A)* y posterior *(B)* del cuerpo de vacío se encuentran sometidas a la depresión creada por el vacío interno en ellas.

En esta posición, el circuito hidráulico procedente de la bomba que llega al cilindro hidráulico del servofreno, pasa por el interior del pistón (2) a través de la válvula (3), situada en él, y que permanece abierta por la presión del líquido a las canalizaciones de las ruedas. De esta forma, si se produce una avería en el servofreno o fallos en el circuito de vacío que impide el funcionamiento del mismo, el sistema hidráulico queda establecido a través del émbolo, funcionando, en este caso, como un sistema simple sin el servofreno.

— *Posición de frenado.*

Al accionar los frenos (fig. 8.37B) el líquido a presión, procedente de la bomba, entra por el orificio (5), pasa por el conducto (23) y actúa sobre el émbolo (16) de la válvula de control, que cierra la válvula (17) incomunicando las dos cámaras de la válvula *(C)* y *(D).* A su vez abre la válvula de aire (18) pasando éste a la cámara posterior *(B)* del cuerpo de vacío, a través del conducto (22), mientras que la cámara anterior *(A)* sigue sometida al vacío.

La depresión existente en la cámara anterior *(A),* ayudada por la presión atmosférica, al entrar en la cámara posterior *(B),* hace avanzar el plato (8) en el sentido indicado, desplaza el pistón (2) del cilindro hidráulico que cierra la válvula e impulsa el líquido a presión hacia los bombines de las ruedas.

Como se puede observar, sobre el émbolo del cilindro hidráulico actúan la fuerza de empuje del servofreno y la presión del líquido transmitido por la bomba, por lo que la *presión total* de salida del líquido hacia los bombines de las ruedas es la *suma de ambos efectos.*

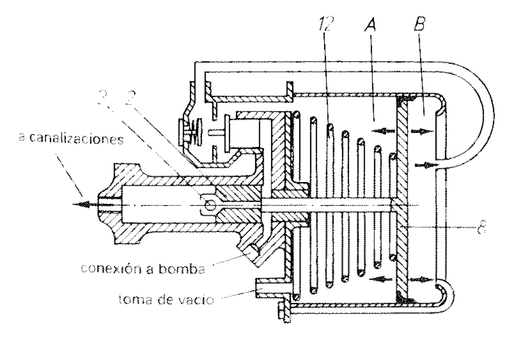


Fig. 8.37A Esquema de funcionamiento (posición de reposo).

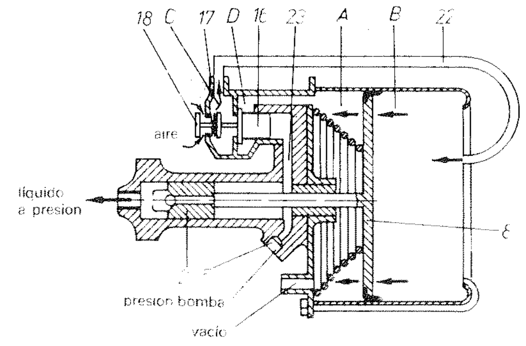


Fig. 8.37B Esquema de funcionamiento (posición de frenado).

— *Presiones de frenado.*

En la curva de presión representada en la figura 8.38 se puede ver la relación que existe entre las presiones de entrada transmitidas por la bomba y la presión resultante a la salida del servofreno para unas características determinadas del mismo, en la que destacan tres zonas de funcionamiento:

— Presión comprendida entre 0 y 6 kgf/cm² que resulta ser *presión mínima* de funcionamiento del servo; la válvula de control no actúa y la presión transmitida a los bombines de las ruedas es la suministrada por la bomba.
— Presión comprendida entre 6 y 25 kgf/cm²; la presión de salida a las canalizaciones es la correspondiente a la acción combinada del servofreno y la bomba, cuyos *esfuerzos se suman* aumentando progresivamente.
— Presiones superiores a los 25 kgf/cm²; las líneas siguen paralelas, ya que el servo no transmite más presión por haber llegado al *límite máximo* de vacío (unos 500 mm de mercurio).

— *Reversibilidad de frenado.*

El efecto de funcionamiento del servofreno es *reversible,* ya que como los desplazamientos del líquido por efecto de un mayor recorrido del émbolo en el cilindro hidráulico son mayores que los desplazamientos en la bomba, el resultado obtenido se transforma en un menor recorrido del pedal y, por tanto, exige un menor esfuerzo por parte del conductor para obtener el mismo efecto de frenado.

— *Esfuerzos en el frenado.*

El gráfico de la figura 8.39 representa la relación de esfuerzos obtenidos entre la fuerza aplicada en el pedal y la presión obtenida a la salida del servofreno que, como en el caso anterior, se cuenta con una fuerza inicial de aplicación en que el servo no actúa, aumentando después progresivamente hasta que, por haberse efectuado el recorrido máximo del émbolo, el servo deja de actuar, siguiendo entonces las líneas paralelas.

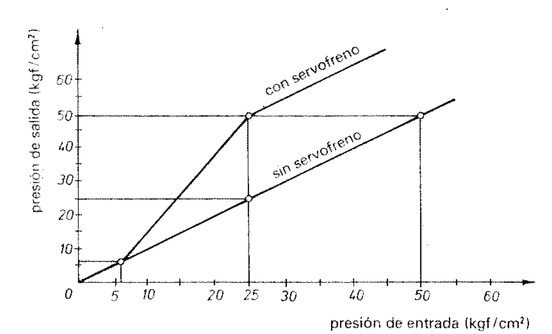


Fig. 8.38 Diagrama de presión en el frenado.

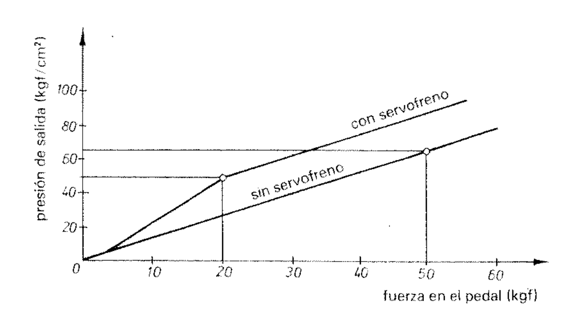


Fig. 8.39 Diagrama de esfuerzos en el frenado.

8.3.5.3 *Montaje del servofreno*

El montaje de este elemento en los vehículos debe realizarse de forma que quede protegido lo más posible del polvo y de la suciedad. Las tomas de líquido y vacío, así como los elementos de purga y engrase, deben estar colocados de forma que sean fácilmente accesibles para una manipulación en el entretenimiento y conservación del mismo. El cilindro hidráulico debe quedar en posición horizontal y con los purgadores hacia arriba.

1. *Montaje del servofreno con toma de vacío del motor.*

En vehículos de turismo, la *toma de vacío se realiza directamente del colector de admisión* (fig. 8.40) por medio de un suplemento colocado entre el carburador y su asiento en el colector para los vehículos con motor de explosión, o directamente del colector de admisión en los vehículos con motor Diesel.

Este montaje tiene la ventaja de su fácil aplicación a cualquier tipo de vehículo. Sin embargo el funcionamiento del servo está supeditado al funcionamiento del motor, ya que el vacío se realiza por la succión efectuada en los cilindros. El grado de vacío en el servo está en función del número de revoluciones del motor, lo que quiere decir que a motor parado el *servofreno no actúa,* quedando el circuito de frenos solamente con su circuito hidráulico.

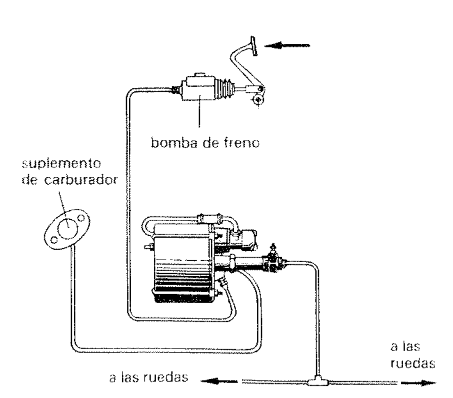


Fig. 8.40 Montaje del servofreno con toma de vacío del colector de admisión.

2. *Circuito hidroneumático asistido. Sistema air-pack.*

En algunos tipos de vehículos industriales ligeros hasta los semipesados se monta además de la instalación neumática otra de tipo hidráulico que sirve de apoyo o asistencia (fig. 8.41A).

La *asistencia por aire comprimido* se parece a la asistencia por depresión. En una instalación general la fuente de energía utilizada para el funcionamiento del sistema de asistencia es *aire comprimido,* en lugar de la presión atmosférica o la depresión de motor.

En líneas generales el conjunto *air-pack* (fig. 8.41B) se parece al *Hidrovac,* con la diferencia que la cámara (1) está siempre en comunicación con la atmósfera y la cámara (2) puede estar puesta en comunicación con la atmósfera, por medio de la válvula (3) cuando está en reposo, o con el depósito de aire comprimido por la válvula (4), cuando está en funcionamiento.

En vehículos con depresor, que generalmente se montan en furgonetas y camiones, la toma de vacío se realiza del calderín de la instalación (fig. 8.41A). Este montaje tiene la ventaja de que como en el calderín existe siempre un cierto grado de vacío, el servofreno funciona aunque el motor esté parado.

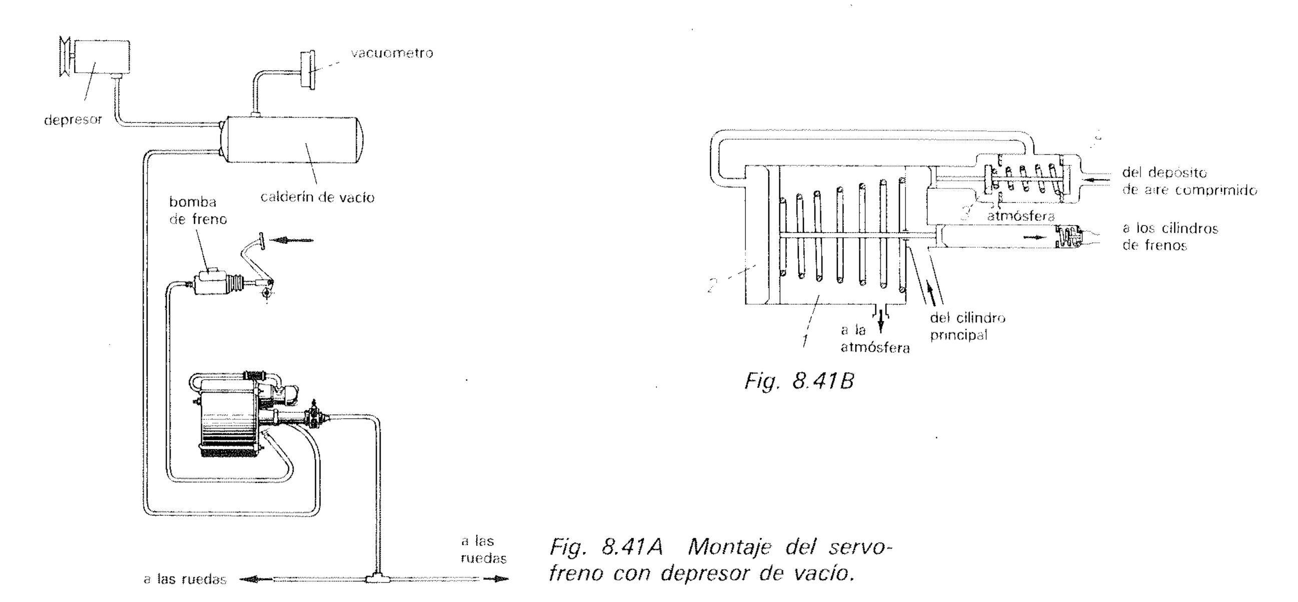
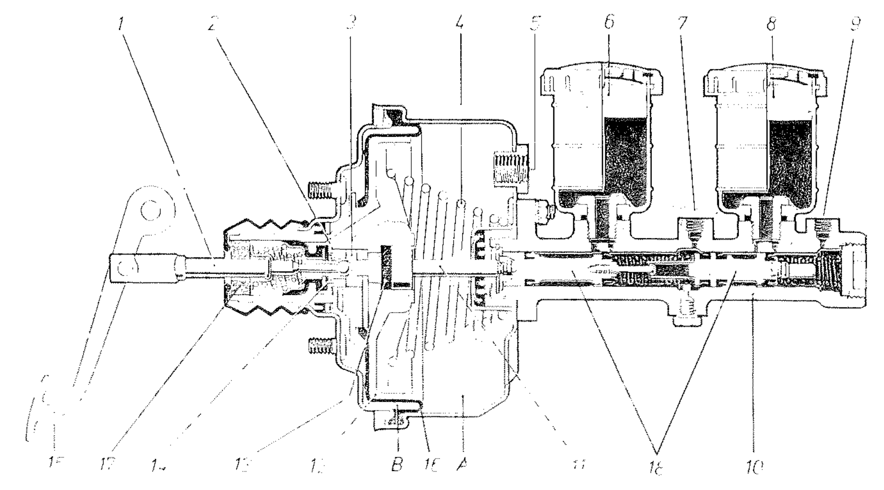


Fig. 8.41B

Fig. 8.41A Montaje del servofreno con depresor de vacío.

8.3.5.4 *Servofreno Mastervac*

Este sistema se emplea cuando las condiciones de instalación lo permiten, ya que es posible simplificar la instalación al ir unida la bomba y el pedal de freno al servofreno (fig. 8.42).



1 varilla de empuje
2 paso de depresión
3 émbolo válvula
4 muelle retorno del pistón
5 conexión al tubo de depresión
6 depósito líquido de frenos anterior
7 salida al circuito de frenos anterior
8 depósito líquido de frenos posterior
9 salida al circuito de frenos posterior
10 circuito principal
11 émbolo de empuje
12 émbolo de vacío del cilindro de depresión
13 disco de reacción
14 entrada de aire
15 pedal de freno
16 membrana
17 filtro de aire
18 émbolos del cilindro maestro

A y B cámaras de vacío

Fig. 8.42 Sección de un servofreno a depresión Mastervac.

Al igual que en el sistema *Hidrovac,* la depresión actúa en el interior de su cilindro de depresión en la situación de reposo, penetrando aire a la presión atmosférica sólo durante el frenado. El vástago (1) se une al pedal del freno (15) y el vástago (11) empuja al pistón del cilindro principal (10) que va acoplado al servofreno.

Las partes principales de este mecanismo son:

— Una cámara de vacío.
— Una válvula de control.
— Un cilindro principal o bomba.

— *Posición de reposo.*

Cuando el vehículo está en marcha y los frenos en reposo (fig. 8.43A) la depresión obtenida del colector de admisión se transmite por las cámaras *(A)* y *(B)* a través del émbolo de vacío (12) y de la válvula de control.

Con la válvula en la posición de reposo el orificio (14) de paso de aire a la presión atmosférica está cerrado y el orificio (2) de entrada de la depresión a través del émbolo de vacío está abierto, permitiendo así el paso de la depresión de la cámara *(A)* a la *(B).* La membrana (16) del émbolo de vacío (12) está entonces equilibrada por el vacío y a la vez es mantenida en la posición de reposo por el resorte de retroceso (4).

— *Posición de funcionamiento.*

Cuando se accionan los frenos (fig. 8.43B), la varilla de empuje (1) y el émbolo válvula (3) se desplazan hacia la derecha, dentro del émbolo de vacío (12), cerrando el orificio (2) de comunicación de la depresión y abriendo al mismo tiempo el de entrada de presión atmosférica (14), lo que permite la entrada de aire en la parte izquierda del émbolo de vacío o cámara *(B),* a través del filtro de aire (17) y de la válvula de control.

Al existir depresión en la parte derecha (cámara *A)* y presión en la parte izquierda (cámara *B)* de la cámara de vacío, se produce un desequilibrio que empuja hacia la derecha al émbolo de vacío (12), al vástago de empuje (11) del cilindro principal (10) y al émbolo que, a su vez, produce una fuerte presión en todo el circuito de frenos.

Durante la aplicación de la presión hidráulica por el cilindro principal, una fuerza de reacción actúa, por medio del vástago de empuje (1) y del disco de reacción (13), sobre el émbolo válvula (3), que tiende a cerrar el paso de entrada de la presión atmosférica y abrir la comunicación de vacío.

Como esta fuerza está en oposición a la fuerza aplicada sobre el pedal de freno por el conductor, permite regular y medir la fuerza aplicada a los frenos. La fuerza de reacción es proporcional a la presión hidráulica existente en el circuito de frenos.

— *Posición de equilibrio.*

Durante el frenado, la reacción contra el émbolo válvula (3) tiende constantemente a cerrar la entrada de aire y a abrir la comunicación de vacío de la válvula.

Cuando los dos orificios están cerrados se dice que el *Mastervac* está en posición de equilibrio.

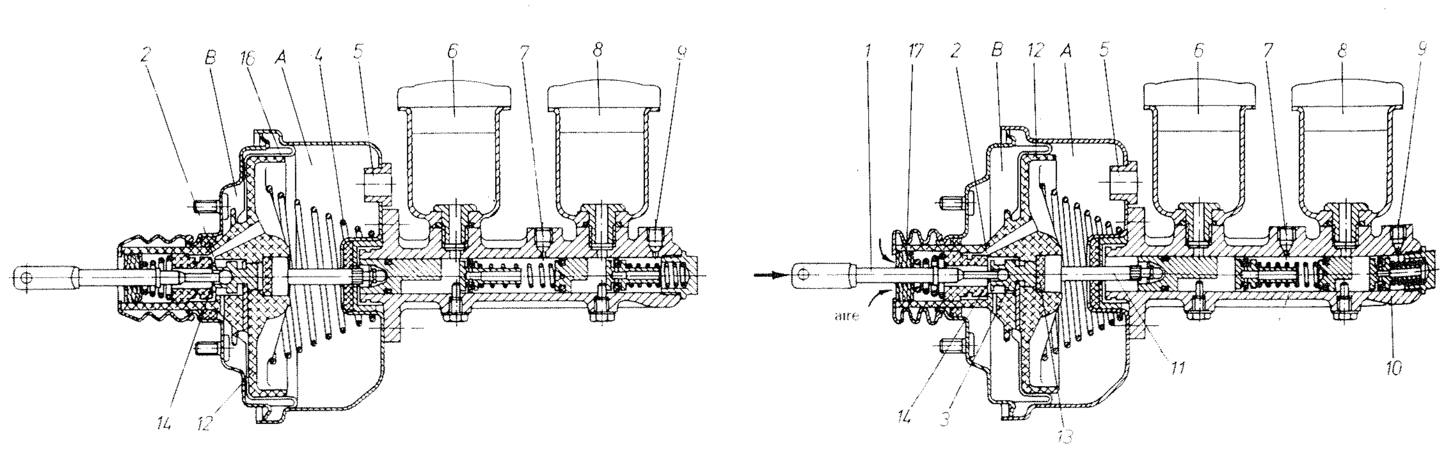


Fig. 8.43A Posición de reposo.

Fig. 8.43B Posición de frenada.

— *Retorno a la posición de reposo.*

Soltando el pedal de freno (fig. 8.43C) la varilla de empuje (1) retrocede por la acción de su resorte y arrastra con ella el émbolo válvula (3), el cual cierra el orificio de entrada de la presión atmosférica y abre la comunicación de vacío. A partir de este momento las dos cámaras *(A)* y *(B)* están de nuevo en comunicación, la depresión vuelve a pasar de uno a otro lado del émbolo de vacío (12), el cual, empujado por su resorte (4), vuelve a la posición de reposo.

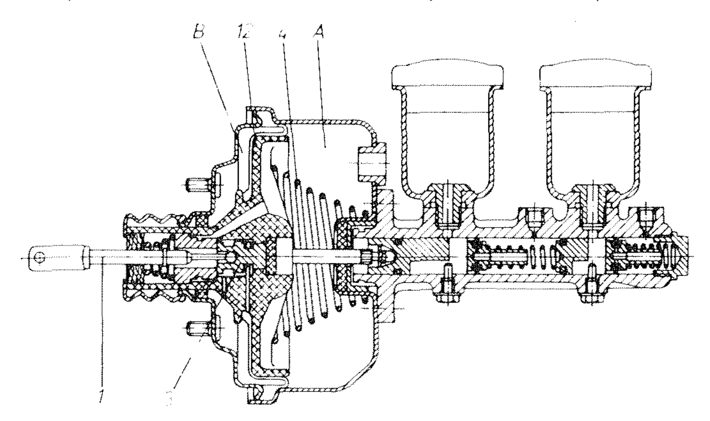


Fig. 8.43C Retorno a la posición de reposo.

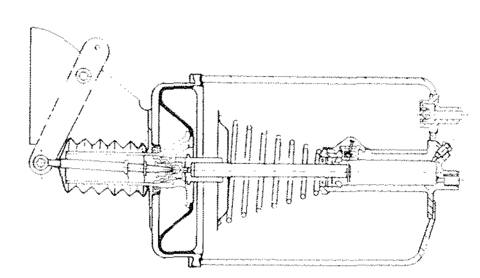


Fig. 8.44 Sección de un servofreno a depresión Treadlevac.

8.3.5.5 *Servofreno sistema Treadlevac*

La figura 8.44 muestra un servofreno sistema *Treadlevac* cuya concepción y funcionamiento son análogos al anterior con la salvedad de que dispone de un depósito de vacío en el cual se encuentra una bomba de freno. El aparato representado está previsto para un camión ligero, siendo accionada la válvula mediante un cable.

8.3.5.6 *Circuito hidráulico de freno con servofreno*

Por último, en la figura 8.45, se presenta el esquema de una instalación completa de un sistema de mando hidráulico de frenos de circuito independiente entre las ruedas anteriores y posteriores, de doble circuito para las ruedas anteriores y con servofreno.

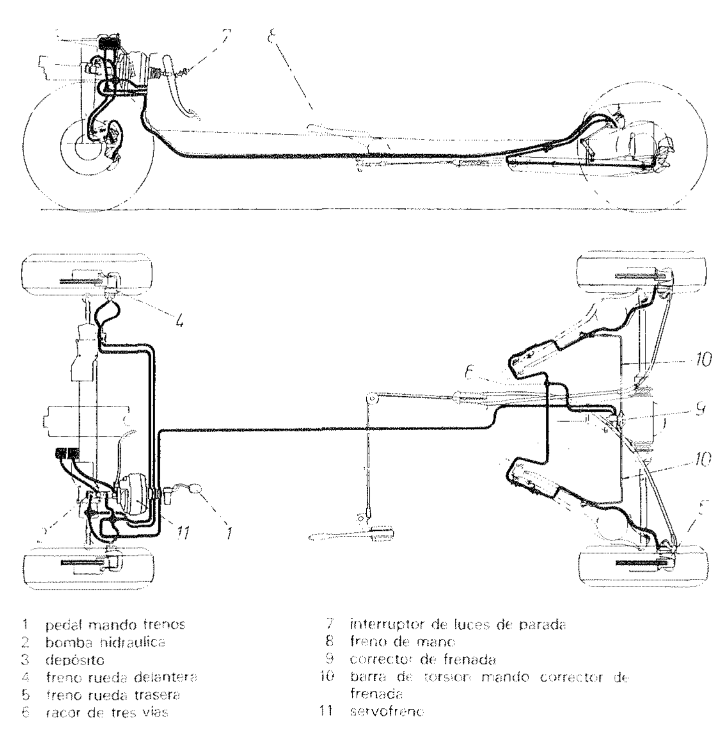


Fig. 8.45 Circuito hidráulico de freno con servofreno.

8.4 Frenos neumáticos o de aire comprimido

Este sistema de *frenos neumáticos* (fig. 8.46) consiste en utilizar para el accionamiento de los elementos de frenado en las ruedas el *aire comprimido* generado por el propio vehículo. Se emplea habitualmente en camiones y autocares donde, por su gran peso y carga, necesitan una potencia elevada y una gran energía de frenado.

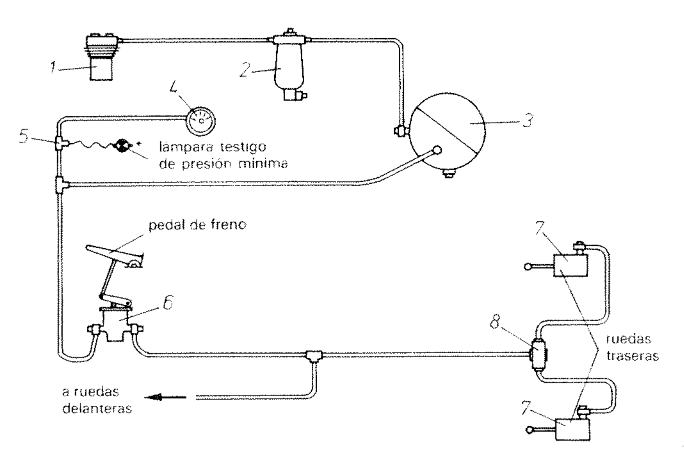


Fig. 8.46 Circuito de aire comprimido.

8.4.1 *Principios básicos de funcionamiento*

Las moléculas de un gas encerrado en el interior de un recipiente permiten su compresión. Este gas ejerce sobre las paredes del recipiente una presión uniforme y esta presión gaseosa es también susceptible de ser transmitida por mediación de tuberías a otros recipientes (cilindros de las ruedas).

Los émbolos móviles de los cilindros de freno son desplazados por el efecto de esta presión (fig. 8.47) y el desplazamiento de dichos émbolos depende de la diferencia de presiones, que puede ser regulada por medio de una válvula.

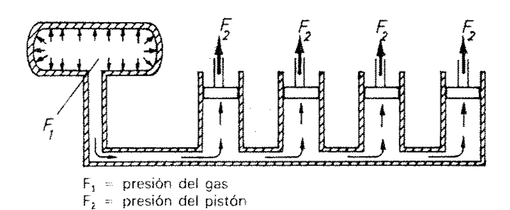


Fig. 8.47

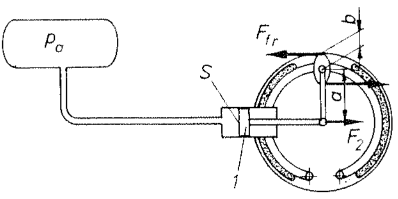


Fig. 8.48

— *Fuerza de frenado.*

En las instalaciones neumáticas, la *fuerza de frenado* (F_{fr}) que actúa sobre las zapatas (fig. 8.48) está en función de la fuerza (F_2) transmitida por el cilindro de freno (1) y la relación de mutiplicación en las palancas *(a)* y *(b)* acopladas en las ruedas.

La fuerza transmitida por el cilindro de freno está en función de la presión (p_a) con que llega el aire procedente del calderín y la superficie *(S)* del émbolo del cilindro.

$$F_2 = p_a \cdot S \qquad [8.4]$$

obteniendo una fuerza de frenado en las zapatas de freno

$$F_{fr} = F_2 \cdot \frac{a}{b} \qquad [8.5]$$

EJERCICIO RESUELTO

Problema 2

En un vehículo con frenos de aire comprimido que tiene acoplado en las ruedas un cilindro de 100 mm de diámetro, una palanca de accionamiento de 160 mm y una leva de 40 mm, se le aplica una presión de frenado de 6 kgf/cm². Calcular la fuerza de frenado transmitida a las zapatas de freno.

Solución:

Aplicando la fórmula [8.4] la fuerza transmitida por el cilindro es:

$$F_2 = p_a \cdot S = p_a \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 6 \times \frac{3,14 \times 10^2}{4} = 471 \text{ kgf}$$

con lo que la fuerza de aplicación en las zapatas es:

$$F_{fr} = F_2 \cdot \frac{a}{b} = 471 \times \frac{160}{40} = 1\,884 \text{ kgf}$$

Si se comparan los dos sistemas de frenado estudiados se puede observar que en igualdad de condiciones de los elementos empleados, se realiza mayor fuerza de frenado con un freno neumático que con un hidráulico.

8.4.2 *Componentes de un circuito de aire comprimido*

El circuito de aire comprimido (fig. 8.46) está formado por los siguientes elementos:

— Un *compresor de aire* (1), accionado por el propio motor del vehículo, el cual suministra aire a presión que se acumula en un depósito a una determinada presión comprendida entre 6 y 8 kgf/cm² y que se regula por medio de una *válvula de descarga.*

— *Un filtro o depurador de aire* (2), que filtra el aire procedente del compresor para que pase limpio de impurezas al circuito, el cual lleva instalado en su parte inferior una *válvula de descarga* reguladora de presión.

— *Uno o dos depósitos* (3), con capacidad suficiente para suministrar aire a presión al circuito de frenos y a otros sistemas servoasistidos que puedan instalarse en el vehículo. La presión del depósito es controlada por un *manómetro de presión* (4) situado en el panel de instrumentos; lleva, además, un sistema de *control óptico* (5) indicador de la presión mínima de aire en el circuito.

— *Una válvula de paso* (6) accionada por el pedal de freno, que deja pasar el aire a presión hasta los cilindros de las ruedas.

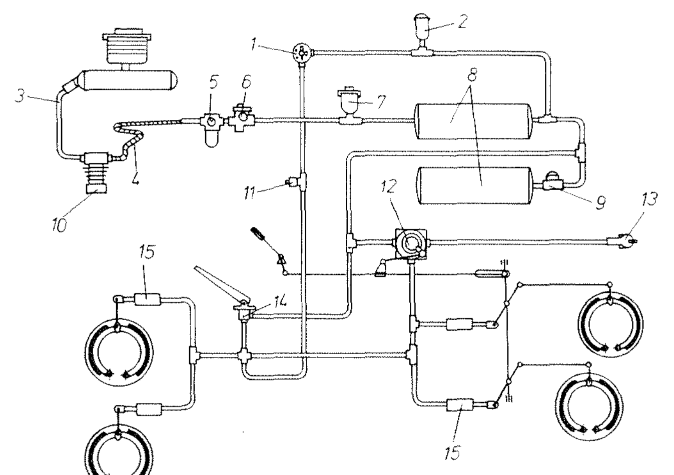
— *Los cilindros* (7) para el accionamiento de las zapatas de freno en las ruedas.

— *Unas válvulas de descarga rápida* (8) situadas en las bifurcaciones de canalización de las ruedas delanteras y traseras, para eliminar automáticamente el aire contenido en los cilindros cuando cesa la acción de frenado.

La interconexión de todos estos elementos se realiza a través de *tuberías de acero* con tramos flexibles con objeto de canalizar el aire a los distintos puntos del circuito. Estas instalaciones tienen que reunir las siguientes características:

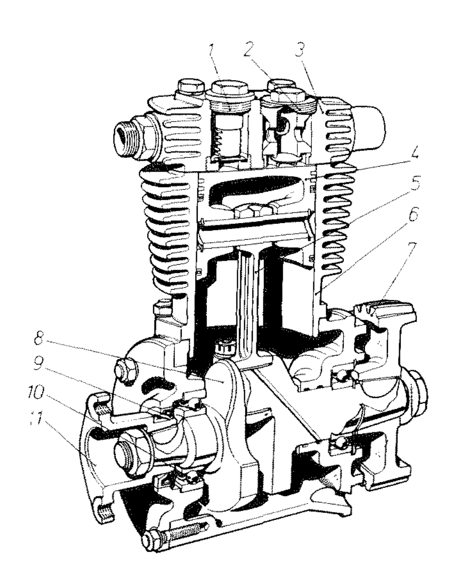
Presión normal de frenado	5 a 6 kgf/cm²
Presión mínima de seguridad	4 kgf/cm²
Presión máxima en el depósito	6 a 8 kgf/cm²
Tarado de la válvula de presión	8 kgf/cm²
Capacidad del depósito	≈ 60 litros

En la figura 8.49 se presenta una instalación completa de frenos neumáticos de doble circuito. La seguridad en el funcionamiento de una instalación neumática puede perfeccionarse de diversas formas; la más sencilla es la representada en la figura, que consta de dos circuitos de frenado con un depósito propio de aire comprimido. Este tipo de instalación es obligatoria en algunos países, incluso para los automóviles industriales. Esta instalación, con respecto a la anterior, lleva además los elementos siguientes: bomba protectora de hielo (7), válvula de seguridad o rebose (9) y válvula de freno (14).



1 manómetro indicador
2 manómetro avisador
3 admisión de aire
4 tubo flexible
5 filtro de aire (hinchar neumáticos)
6 regulador de presión
7 bomba anticongelante
8 depósitos de aire comprimido
9 válvula de escape (sobrante)
10 compresor
11 interruptor para luces de freno
12 válvula de freno para remolque
13 válvula de cierre con empalme para tubos flexibles
14 válvula de freno
15 cilindro de freno

Fig. 8.49 Instalación de un equipo de frenos neumático en tractores.



1 válvula de presión
2 válvula de aspiración
3 culata
4 émbolo o pistón
5 biela
6 cilindro
7 rueda mando compresor y bomba de inyección
8 cigüeñal
9 retén de aceite
10 rodamiento de bolas
11 plato de acoplamiento

Fig. 8.50A Compresor de aire.

8.4.2.1 *Compresor de aire*

El compresor es de *simple efecto,* es decir, que aspira directamente el aire de la atmósfera.

1. *Constitución del compresor.*

Este conjunto (fig. 8.50A) está constituido por un bloque monocilíndrico (6) de fundición de aluminio con amplias aletas de refrigeración, por el que se desplaza un pistón (4) de simple efecto capaz de proporcionar —según modelo— hasta 360 litros de aire por minuto, funcionando a 1 000 r. p. m.

La culata (3) es desmontable y lleva dos válvulas, una de aspiración (2) y otra de presión (1), controladas automáticamente por el movimiento alternativo del pistón.

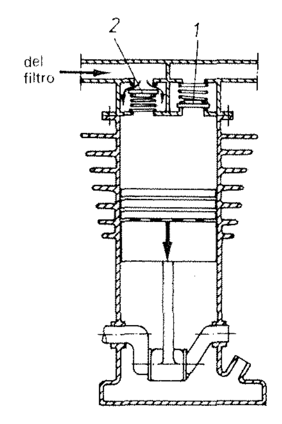


Fig. 8.50B Aspiración.

2. *Lubrificación.*

La *lubrificación* del conjunto se realiza por medio del aceite del motor a través de un tubo de entrada al cárter del mismo que engrasa el cigueñal (8) y la cabeza de biela (5) a presión, siendo el resto de los elementos lubrificados por *barboteo,* retornando el aceite al cárter del compresor que sale al motor a través de la tapa de distribución.

3. *Funcionamiento.*

Para su funcionamiento, el compresor recibe movimiento por medio de correas trapezoidales o bien directamente de la distribución del motor, que lo hacen girar continuamente mientras el motor está en funcionamiento, mandando así aire comprimido al depósito hasta alcanzar la presión de regulación tarada en la válvula de descarga. Cuando se alcanza esta presión, la válvula actúa, dejando salir a la atmósfera el aire procedente del compresor, permitiendo, de esta forma, que el compresor funcione en vacío, es decir, sin carga.

— El *descenso del pistón* crea una *depresión* en el interior del cilindro. La válvula de aspiración se abre comprimiendo su resorte y el aire fresco es aspirado después del paso por un filtro. La válvula de compresión permanece aplicada sobre su asiento (fig. 8.50B).

— La *ascensión* del pistón crea una *sobrepresión.* La válvula de aspiración se cierra, en tanto que la válvula de compresión se abre. El aire es lanzado a presión hacia el depósito (fig. 8.50C). Un sistema de regulación automática limita la presión máxima que no debe ser sobrepasada.

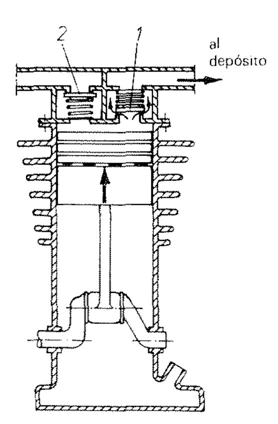


Fig. 8.50C Compresión.

8.4.2.2 *Depurador y regulador de presión del aire*

Este elemento (fig. 8.51) está formado por un cuerpo separador (1) donde se condensa el agua y el aceite que pueda arrastrar el aire del compresor por medio de un filtro (11) por donde pasa el aire debidamente purificado antes de salir hacia el depósito. En la parte inferior del cuerpo separador va montada la *válvula reguladora de presión* (6) y, en la parte superior, la tapa (2) con un cuerpo de válvulas (8), por donde sale el aire al calderín a través de la válvula de retención (7).

En este cuerpo superior del *depurador* va montada además una válvula de seguridad (17) y el racor auxiliar de salida (9) para aprovechar el aire comprimido en el inflado de los neumáticos (fig. 8.52).

1 palomilla de apriete
2 junta
3 boquilla de empalme
4 manguera
5 válvula para hinchar neumáticos
6 muelle
7 malla de nailon

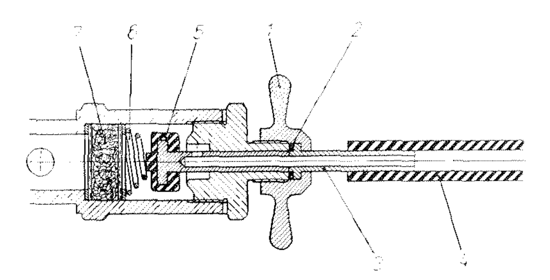
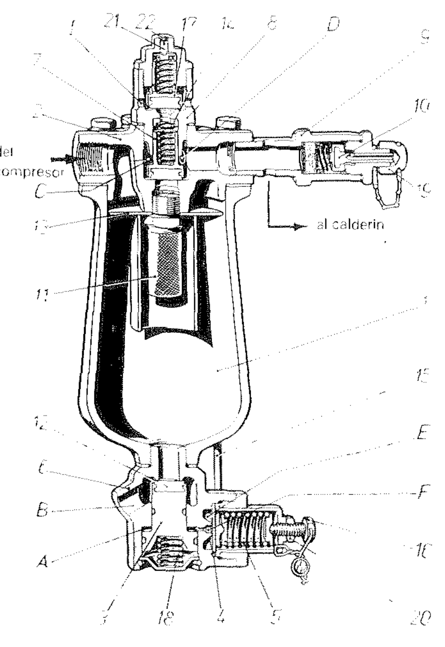


Fig. 8.52 Empalme para hinchar neumáticos.



1 cuerpo del separador
2 tapa del separador
3 émbolo del regulador
4 membrana
5 muelle regulador
6 cuerpo regulador de presión
7 válvula de retención
8 cuerpo de válvula
9 racor
10 válvula, inflado neumáticos
11 filtro de aire
12 válvula del émbolo
13 deflector
14 tope elástico
15 tubo de unión
16 regulador del muelle
17 válvula de seguridad
18 muelle retorno émbolo
19 tapón
20 contratuerca
21 tornillo de ajuste
22 precinto de plomo

Fig. 8.51 Depurador regulador de aire.

— *Funcionamiento.* El aire comprimido procedente del compresor llega al cuerpo separador, donde es laminado por efecto del deflector (13) para activar su enfriamiento y condensar el agua y el aceite que pudiera arrastrar en la parte inferior del mismo. El aire purificado por el filtro (11) pasa por la válvula de retención (7) a la cámara *(C)* saliendo al depósito. Desde esta cámara, por el taladro *(D)* y el tubo (15), el aire pasa también a la cámara *(E)* del regulador.

Cuando la presión en el depósito principal alcanza la presión de regulación tarada con el muelle (5) y el tornillo (16), separa la membrana (4) y pasa el aire a través del orificio *(F)* a la cámara *(A)*; al empujar el pistón (3) hacia abajo queda libre la salida *(B)* por donde sale toda la condensación acumulada en la parte inferior del cuerpo separador (1).

A partir de ese momento el compresor trabaja en vacío, puesto que todo el aire que entra al separador es expulsado a la atmósfera por el orificio de fuga *(B)*, estableciéndose además una corriente de aire a presión que enfría la culata del compresor.

La válvula de retención (7), sometida a la presión del depósito, hace que ésta se cierre impidiendo el vaciado del mismo por retorno del aire al separador y si por cualquier causa la presión en el calderín (depósito) sobrepasa a la de regulación, se levanta la válvula de seguridad (17) tarada un poco por encima de ella, escapando el aire a la atmósfera hasta que la sobrepresión desaparezca.

Cuando la presión en el depósito baja por debajo de 4 kgf/cm², se cierra la válvula de descarga, pasando el aire procedente del compresor a llenar nuevamente el depósito.

8.4.2.3 *Depósito de aire*

Este recipiente tiene generalmente forma esférica (fig. 8.53) o cilíndrica y su capacidad está calculada para que almacene la suficiente cantidad de aire comprimido para accionar los frenos aun en el caso de fallo fortuito del compresor.

En la parte inferior del mismo lleva montado un *grifo de purga* (2) (fig. 8.54) para vaciar y eliminar las posibles condensaciones de agua que pudieran producirse en el depósito. El purgado se realiza con facilidad por la posición apropiada del grifo, ya que como la condensación se deposita en la parte inferior del depósito, al accionar el grifo (fig. 8.54B) el agua es expulsada automáticamente por la presión interna del aire.

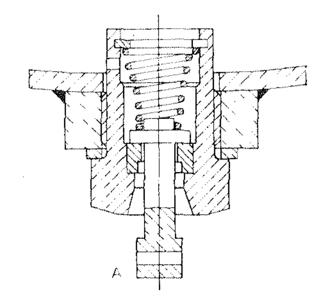
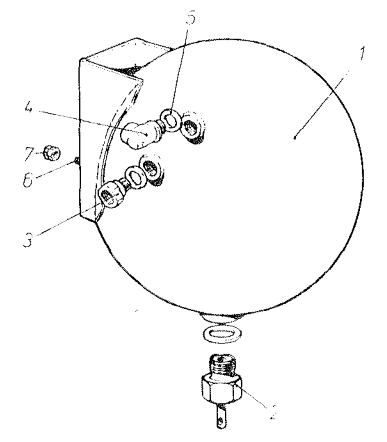


Fig. 8.54 Grifo de purga: A, *cerrado;* B, *abierto.*



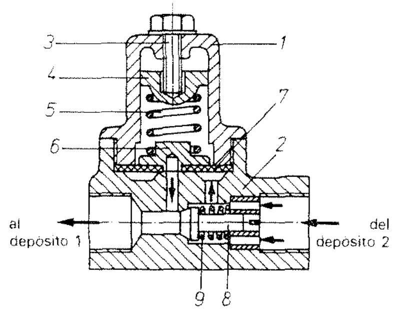
1 conjunto cuerpo depósito
2 grifo de purga
3 racor para entrada de aire
4 codo para salida de aire
5 junta para codo
6 tornillo para fijar el depósito al bastidor
7 tuerca autofrenante

Fig. 8.53 Depósito de aire comprimido.

8.4.2.4 *Válvula de seguridad o de rebose*

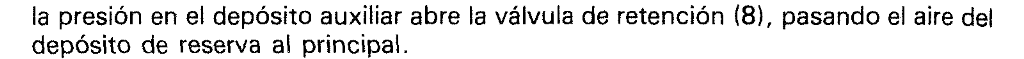
En los circuitos con más de un calderín (fig. 8.49), éstos se comunican a través de una *válvula de seguridad o de rebose* (fig. 8.55), permitiendo el paso de aire de un depósito al otro a partir de una presión determinada (según el tarado de la válvula).

Cuando la presión en el depósito principal rebasa esa presión de regulación (5,6 a 6 kgf/cm²), la válvula se abre y permite el paso de aire al depósito auxiliar, llenándose conjuntamente como si fueran un solo depósito. Si la presión en el depósito principal bajase por debajo de la presión indicada de regulación en la válvula,



1 cuerpo de válvula
2 soporte
3 tornillo de regulación
4 cazoleta
5 muelle
6 prensa membrana
7 membrana
8 émbolo de la válvula de retención
9 muelle

Fig. 8.55 Válvula de seguridad o de rebose.

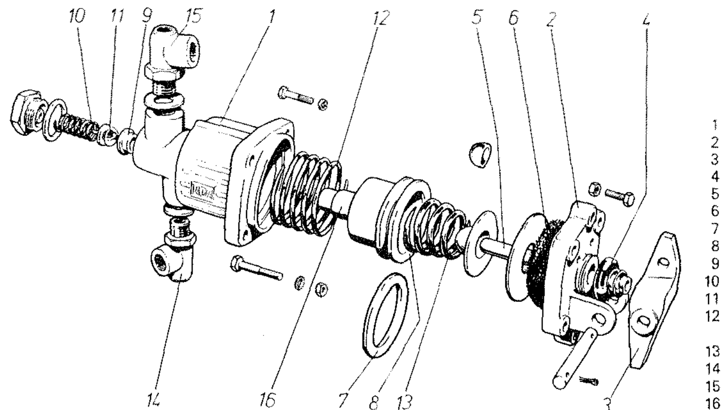

la presión en el depósito auxiliar abre la válvula de retención (8), pasando el aire del depósito de reserva al principal.

8.4.2.5 *Válvula de accionamiento o de paso*

Esta *válvula* se intercala entre el depósito y las canalizaciones de las ruedas (figs. 8.46-8.49). Va montada sobre un soporte en el piso de la carrocería detrás de la dirección y al alcance del pie del conductor. Está construida para admitir una fuerza con el pie inferior a 30 kgf.

— *Constitución y funcionamiento.*

Está formada (fig. 8.56A y B) por un cuerpo de válvulas (1) con un vástago de accionamiento (5) y un muelle compensador (13) que regula la presión de salida a las canalizaciones. La presión de este muelle gradúa, por medio del émbolo (8), la abertura de la válvula, estrangulando más o menos la salida de aire de forma que la presión de salida es casi proporcional al esfuerzo aplicado en el pedal.



1 cuerpo de la válvula
2 tapa del cuerpo
3 palanca de accionamiento
4 guardapolvo
5 bulón de presión
6 tela filtrante
7 junta de émbolo
8 émbolo
9 asiento de la válvula
10 muelle presión válvula
11 válvula
12 muelle de ajuste y retorno del émbolo
13 muelle presión émbolo
14 codo para entrada de aire
15 codo para salida de aire
16 tubo de válvula

Fig. 8.56A Despiece de una válvula de accionamiento.

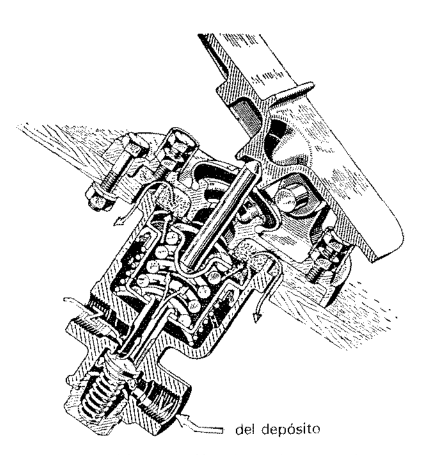


Fig. 8.56B Válvula de accionamiento.

La regulación de esta válvula suele realizarse de forma que la presión de salida no rebase los 5,5 kgf/cm², para evitar que los frenazos sean demasiado bruscos o que el esfuerzo aplicado a las zapatas de freno sobrepase el límite adherente de los neumáticos.

En la figura 8.56C se puede apreciar con detalle las tres posiciones de funcionamiento:

— *Posición de marcha.*

En esta posición (fig. 8.56C-1) el platillo de la válvula (11) apoya sobre su asiento y cierra el acceso del aire a presión del depósito a los cilindros de freno. El aire de los cilindros de freno pasa a través del tubo de la válvula (16) al interior del émbolo (8) y de aquí al filtro de aire (6) incorporado en la parte superior de la carcasa de la válvula en comunicación con el aire exterior.

— *Posición de frenado parcial.*

El movimiento de giro de la palanca de accionamiento del freno (3) (figura 8.56C-2) es transmitido al émbolo (8) por medio del bulón de presión (5) y el muelle (13) venciendo la fuerza del muelle (10). Tan pronto como el tubo de la vál-

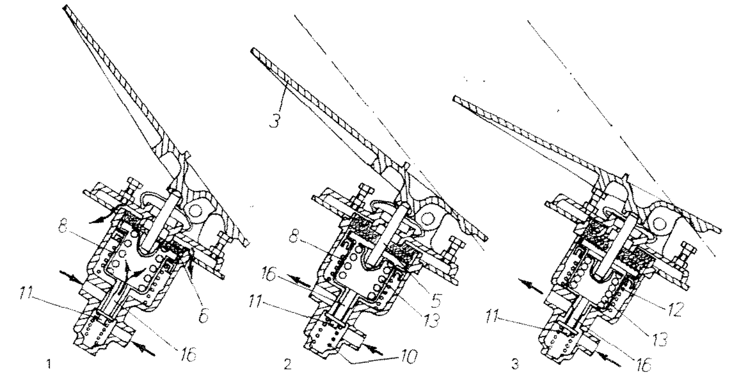


Fig. 8.56C Válvula de accionamiento del freno: 1, posición de marcha; 2, frenado parcial; 3, frenado total.

vula (16) se apoya en la válvula (11) queda interrumpida la comunicación entre los cilindros de los frenos y el aire exterior. Si se continúa presionando sobre la palanca del pedal del freno se separa más el plato de la válvula de su asiento correspondiente y entonces el aire a presión podrá pasar directamente del depósito de aire a los cilindros de los frenos. Pero al mismo tiempo llega el aire a presión por la rendija entre el tubo de la válvula y la carcasa de la misma debajo del émbolo y empuja a éste nuevamente hacia arriba. Con esto se tensa el resorte (13) que actúa sobre el émbolo y su fuerza es transmitida a la palanca del pedal. Esta fuerza antagonista aumenta con la presión en los cilindros de los frenos, de tal forma que el conductor puede en todo momento notar la fuerza del frenado. El movimiento de retroceso del émbolo permanece hasta que el plato de la válvula vuelve a apoyarse sobre su asiento (posición de terminación del frenado).

— *Posición del frenado total.*

La palanca de freno se pisa a fondo (fig. 8.56C-3) de modo que toda la presión del depósito pueda actuar sobre los cilindros de los frenos. Al levantar el pie de la palanca de freno se vuelve a cerrar la válvula (11) y se interrumpe el enlace con el depósito de aire. El tubo (16) se separa del plato de la válvula (11), el muelle (13) se distiende y el resorte (12) de recuperación del émbolo traslada a éste a su posición de partida.

8.4.2.6 *Válvula de accionamiento en una instalación de doble circuito*

En este caso (fig. 8.57) la *válvula de accionamiento* lleva dos válvulas análogas que actúan de forma independiente. Las dos válvulas son accionadas simultáneamente al pisar la palanca de freno y entonces el aire comprimido fluye desde los dos depósitos a los cilindros de las ruedas previamente evacuados.

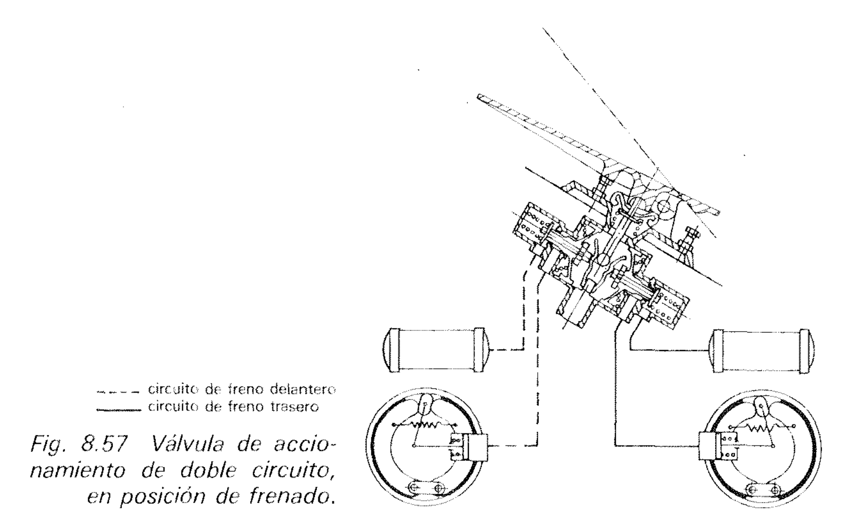
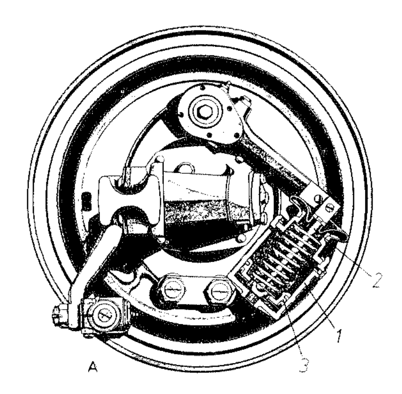


Fig. 8.57 Válvula de accionamiento de doble circuito, en posición de frenado.

8.4.2.7 *Protector contra las heladas*

El aire aspirado de la atmósfera contiene vapor de agua y a causa de la condensación se precipitan en la instalación, según sean las condiciones atmosféricas, de 1/2 a 3/4 de litros de agua diarios y que, en el caso de heladas, perturba el efecto de los equipos de frenado.

Con objeto de garantizar, también en invierno, la seguridad de funcionamiento del sistema, se monta en el conducto de comunicación, entre el regulador de presión y los depósitos de aire, una *bomba protectora* (7) contra las heladas (figura 8.49). Este protector consta de un recipiente o depósito que contiene un anticongelante, normalmente glisantina, metanol o alcohol de quemar, que se mezcla con el agua condensada e impide la formación de cristales de hielo, y de una bomba manual. Esta bomba hay que accionarla en invierno antes de empezar el viaje varias veces antes de arrancar el motor; de esta forma el anticongelante inyectado es arrastrado por el aire a presión y distribuido por las conducciones, válvulas y depósitos de aire. Existen también *bombas automáticas* que se conectan en el momento del llenado del depósito de aire comprimido e inyectan una pequeña cantidad de anticongelante.



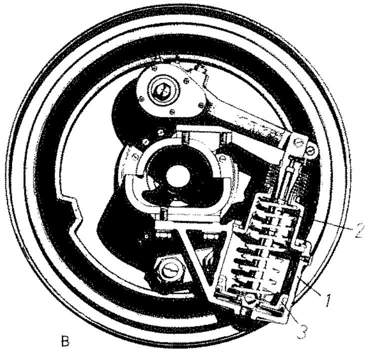


Fig. 8.58 Cilindros de freno: A, *anterior;* B, *posterior.*

8.4.2.8 *Cilindros de freno*

Estos elementos van situados en los frenos de las ruedas (fig. 8.58) y su misión es el accionamiento de las zapatas.

— *Cilindro de freno de una cámara.*

Está formado (fig. 8.58) por un cuerpo cilíndrico (1) dentro del cual se desplaza un émbolo (3), empujado por el aire a presión procedente del circuito cuando se acciona la válvula de paso o de accionamiento. Este émbolo, acoplado por medio del vástago (2) a la palanca de accionamiento de las zapatas, desplaza mecánicamente las mismas para efectuar el frenado de las ruedas.

— *Cilindro de freno-acumulador de resortes.*

Para reforzar la acción del freno pueden montarse, en vez del cilindro de freno de una cámara, uno o varios cilindros de freno almacenadores o *acumuladores de resortes* (fig. 8.59). Estos cilindros van conectados a la tubería de mando. Los resortes se ponen en tensión mediante aire a presión, aflojándose así los frenos. Cuando se evacua el aire, actúa la fuerza del resorte sobre el varillaje de freno. Con objeto de poder soltar el freno en caso de falta de aire, se dispone en la cabina del conductor de una bomba de aceite a presión accionada a mano.

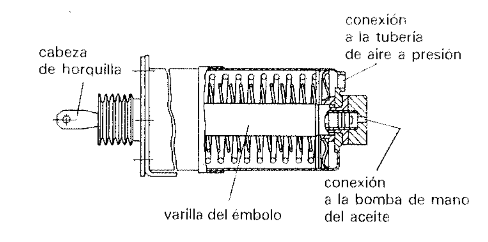


Fig. 8.59 Cilindro de freno acumulador de resortes.

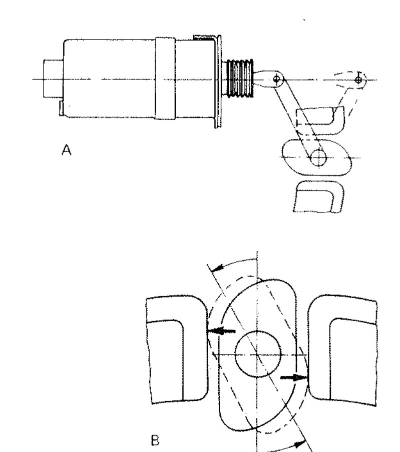


Fig. 8.60 Articulación de un cilindro de freno de una cámara: A, *forma de la articulación;* B, *detalle de la leva.*

8.4.2.9 *Mecanismo de articulación*

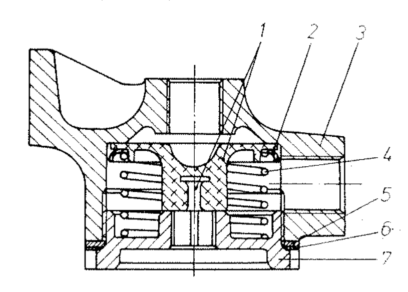
En la figura 8.60 puede verse con detalle la articulación y forma de trabajar de este mecanismo. La carrera eficaz del pistón debe ser aproximadamente la tercera parte de la carrera total. Con el desgaste de las zapatas aumenta la carrera, pero este aumento no debe sobrepasar los dos tercios de la carrera total, en cuyo caso es preciso reajustar los frenos.

8.4.2.10 *Válvula de descarga rápida*

Esta válvula va situada en la bifurcación de los frenos posteriores y anteriores (fig. 8.61A); permite, a través de ella, el paso de aire a los cilindros de las ruedas, descargando la presión en los mismos cuando cesa la acción de frenado.

— *Constitución de la válvula.*

Está formada (fig. 8.61A) por un cuerpo de válvula (3) en cuyo interior se aloja una membrana elástica (1) que hace de válvula de paso que se mantiene en su posición de reposo por el muelle (4).



1 conjunto membrana válvula
2 cazoleta apoyo muelle
3 cuerpo de la válvula
4 muelle de la válvula
5 junta para tapón
6 arandela de protección de la junta
7 tapón para cuerpo

Fig. 8.61A Válvula de descarga rápida.

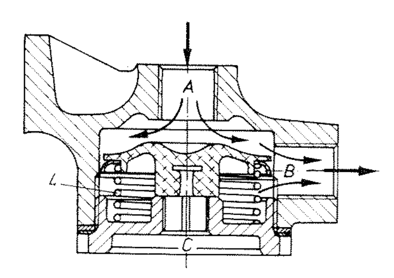


Fig. 8.61B Posición de frenado, entrada de aire hacia los cilindros.

— *Funcionamiento.*

Cuando se accionan los frenos (fig. 8.61B), la presión de aire procedente de la válvula de accionamiento que entra por *(A)* comprime el muelle (4) dejando pasar el aire que sale por *(B)* a los cilindros de las ruedas. Cuando cesa el efecto de frenado (fig. 8.61C), la válvula (1) se cierra por la acción antagonista del muelle (4); al cesar la presión en la entrada *(A)*, y la presión de retorno procedente de los cilindros des-

plaza a la membrana (1) en su parte central hacia arriba, dejando libre la salida de aire al exterior por *(C)*.

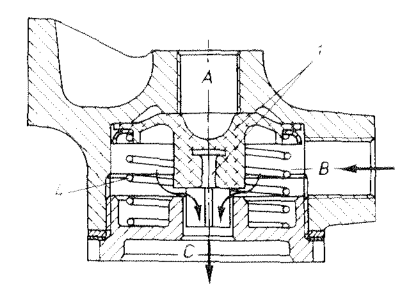
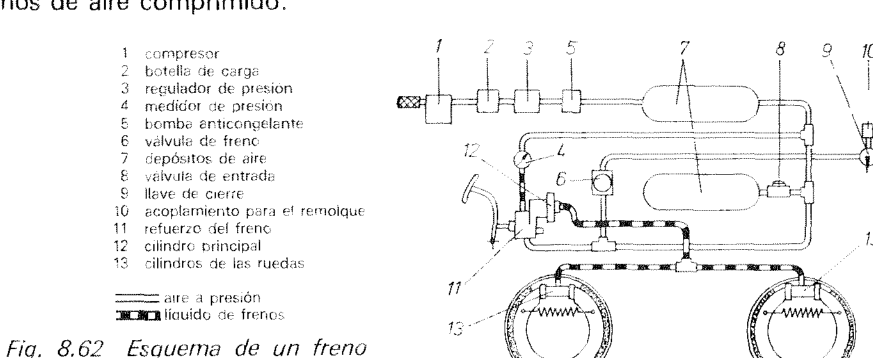


Fig. 8.61C Posición de descarga, descarga rápida de los cilindros a la atmósfera.

8.5 Freno hidroneumático

En algunos tipos de vehículos industriales ligeros hasta semipesados se monta, además de la instalación neumática, otra de tipo hidráulico con *amplificador de frenado* de una cámara. El aire comprimido sirve entonces sólo de ayuda de la fuerza que debe ejercer el conductor con el pie y que actúa sobre el cilindro principal (fig. 8.62). El vehículo, en caso de fallar el aire a presión, puede ser frenado mediante el esfuerzo muscular. También se le puede anexionar un remolque equipado con frenos de aire comprimido.



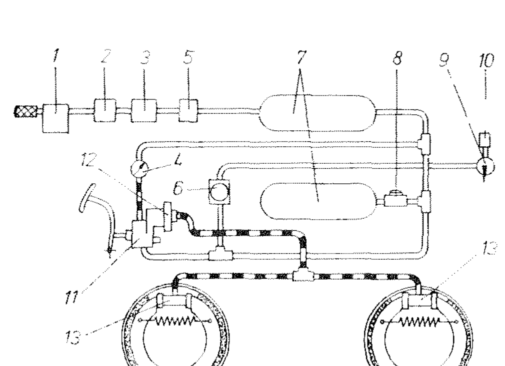


Fig. 8.62 Esquema de un freno hidroneumático.

8.5.1 *Amplificador de frenado*

Este dispositivo llamado *amplificador* o *reforzador de frenado* (fig. 8.63) consiste, en esencia, en un cilindro de freno (7) accionado por el aire a presión con una válvula adjunta (1). Una palanca (2) establece la conexión con el vástago del émbolo (3) del cilindro principal de carácter hidráulico. La palanca (2), accionada por el pedal, establece la conexión al vástago del émbolo del cilindro principal y gobierna también, al mismo tiempo, la válvula de distribución o de frenado (1).

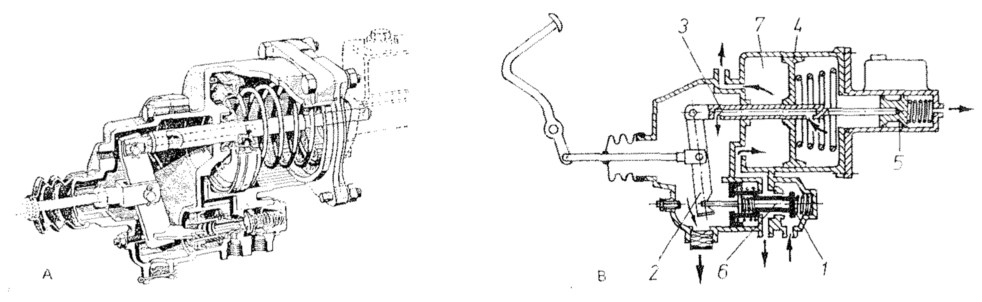


Fig. 8.63 Reforzador de freno: A, *conjunto;* B, *sección.*

Al actuar sobre el pedal de freno la palanca (2) gira sobre su centro de rotación en el extremo del vástago del émbolo (3). El tubo de la válvula (6) se desplaza y abre la válvula de admisión para que el aire, procedente del depósito, pase al cilindro (7) que actúa sobre el pistón (4), reforzando así la presión sobre el émbolo (5) del cilindro principal.

8.6 Circuitos neumáticos e hidráulicos de mando de frenos de un sistema con servofreno de aire comprimido

Como resumen de todo lo dicho anteriormente se presenta en la figura 8.64 una instalación completa sobre un vehículo pesado. Esta instalación consta de los órganos principales siguientes:

— Un *compresor de aire* (11) accionado por el motor.
— Un *grupo depurador-regulador* (15) de aire comprimido, con un *distribuidor dúplex* (3) de tres secciones.

1 manómetro
2 grifo mando limpiacristales neumático
3 distribuidor de aire
4 electroválvula neumática para mando exclusivo del caudal de bomba de inyección e inserción del freno sobre el escape
5 servofreno neumático-hidráulico
6 depósito del circuito hidráulico freno ruedas posteriores
7 depósito del circuito hidráulico freno ruedas anteriores
8 cilindro de freno (ruedas posteriores)
9 avisador neumático
10 pedal mando avisador neumático
11 compresor de aire
12 cilindro neumático mando freno sobre el escape
13 depósito de aire comprimido
14 toma de aire para inflar neumáticos
15 regulador de la presión de aire

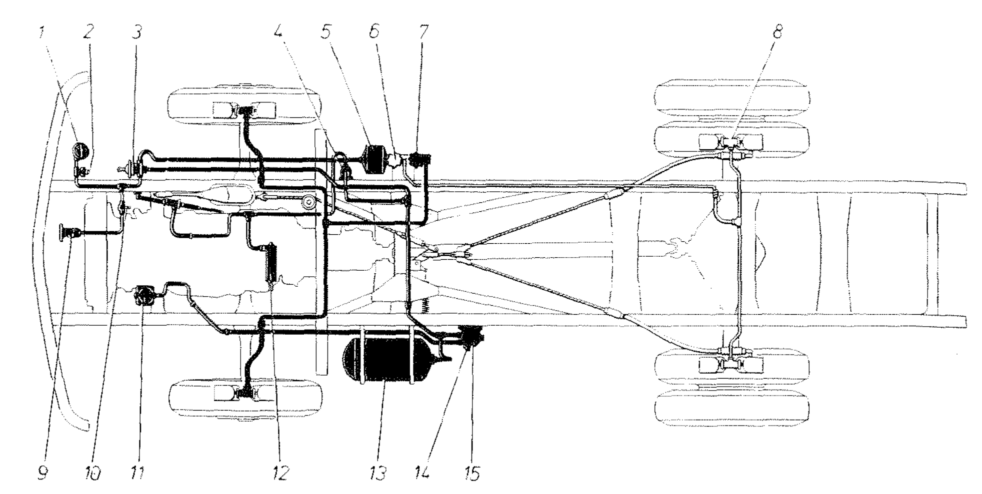


Fig. 8.64 Circuito neumático e hidráulico de mando de frenos de un sistema con servofreno de aire comprimido.

— Un *depósito* (13) para el aire comprimido dividido en dos compartimentos. El compartimento anterior alimenta al circuito de los frenos posteriores y el compartimento posterior al de los frenos anteriores.

— Cuatro *cilindros de mando* (8) de las zapatas de los frenos.

El aire comprimido, suministrado por el compresor, llega directamente al grupo distribuidor-regulador (3) y de aquí pasa a los dos compartimentos del depósito.

El distribuidor regula el flujo de aire a los cilindros de freno que actúan sobre las zapatas de las ruedas anteriores y posteriores; permite, además, una acción independiente de los frenos, tanto sobre el tren anterior como sobre el posterior.

8.7 Frenos auxiliares

Entre los circuitos o sistemas de freno auxiliares acoplados en los vehículos destacan según su aplicación, los siguientes:

— *Freno de mano.* Se adapta a todo tipo de vehículo como segundo freno auxiliar y con independencia del circuito principal de frenos.

— *Freno eléctrico y freno motor.* Se acopla uno u otro según las características del vehículo, pero siempre como un tercer freno de asistencia en vehículos pesados.

— *Frenos para remolques.* Se adaptan a todos los vehículos remolcados cuyo sistema de frenado debe actuar conjuntamente con el circuito principal del vehículo tractor.

8.7.1 *Freno de mano*

Este sistema de freno, conocido como *freno de estacionamiento,* actúa mecánicamente sobre las ruedas traseras del vehículo por medio de un sistema de varillas o cables accionados por una palanca situada en el interior de la carrocería al alcance del conductor (fig. 8.65A). La palanca amplifica la presión de frenado y el cable compensa o equilibra las diferencias de movimiento de las varillas. Por otra parte pueden originarse presiones desiguales de frenado; para corregirlas se instalan dispositivos especiales equilibradores, los cuales actúan de forma automática, o bien por ajuste manual.

8.7.1.1 *Elementos que componen el conjunto de un freno de mano*

Según el tipo de vehículos existe una gran variedad de mecanismos, pero todos ellos cumplen la misma finalidad. A continuación se explica uno de los sistemas más característicos y muy empleado en la actualidad.

El conjunto está formado (fig. 8.65B) por una palanca (1) montada sobre el soporte (2) fijo a la carrocería; la palanca puede girar sobre el bulón de acoplamiento (7). En el interior del soporte va montado un sistema de trinquete de retención (6) con un sector dentado y una uñeta, accionado por una varilla (5) situada en el inte-

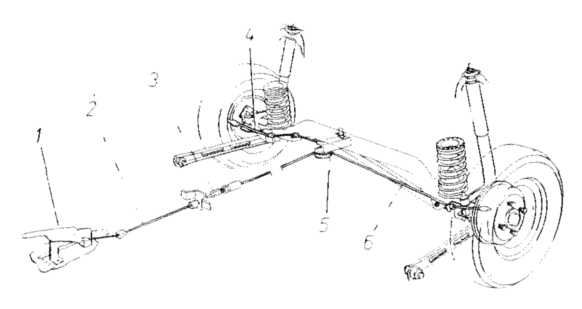


Fig. 8.65A Freno de mano.

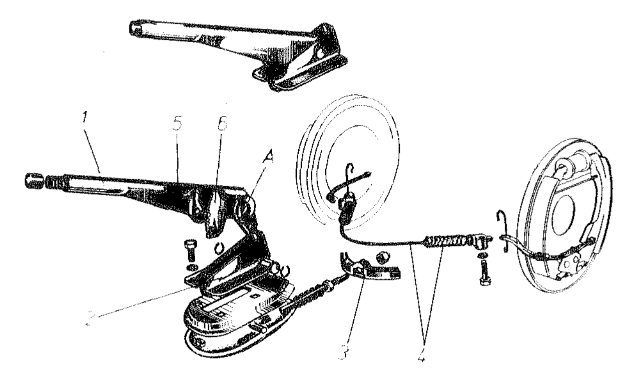
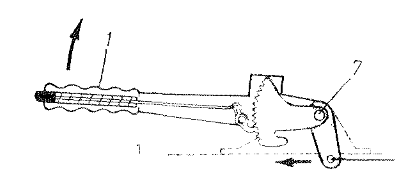


Fig. 8.65B Despiece de un mecanismo de freno de mano.

rior de la palanca y retenida por la acción del muelle, para fijar la posición de frenado.

La unión de la palanca con los sistemas de accionamiento de los frenos se realiza por medio de una varilla y cable (4), con interposición de la pieza (3), que sirve para efectuar el reglaje del freno de mano.



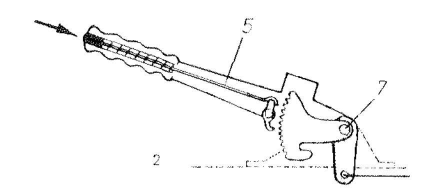


Fig. 8.65C

8.7.1.2 *Funcionamiento de un freno de mano*

Al girar la palanca (1) hacia arriba (fig. 8.65C-1) para accionar los frenos la uñeta del trinquete se desliza a lo largo de los dientes del sector, quedándose fija en la posición deseada e impidiendo que la palanca se baje. Este desplazamiento de la palanca al girar sobre su eje (7) acciona la varilla y los cables que accionan los dispositivos de frenado en los platos portafrenos o mordazas. El efecto del frenado debe acusarse en la tercera muesca del trinquete.

Para desconectar el freno de mano (fig. 8.65C-2) basta empujar la varilla de accionamiento (5) de la uñeta hacia dentro (como marca la flecha), con lo cual ésta se suelta y permite realizar el desplazamiento angular de la palanca hacia abajo, desconectando la fuerza de tiro sobre los elementos de frenado.



8.7.1.3 *Mecanismos de accionamiento en los frenos de mano*

La fuerza de tracción del cable no actúa directamente sobre las zapatas o las pastillas de los frenos sino que lo hace por medio de unas *palancas de frenado* que transmiten, a su vez, el esfuerzo a las dos zapatas o pastillas mediante varillas de presión (fig. 8.66).

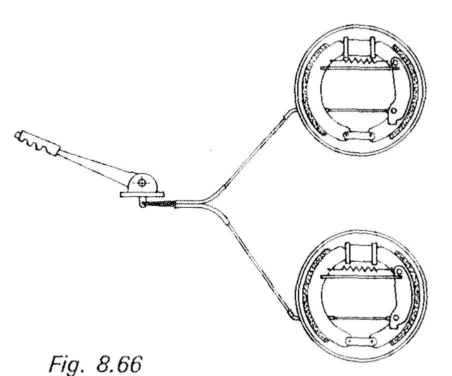


Fig. 8.66

— *Dispositivos de palancas en los vehículos ligeros.*

Los dispositivos mecánicos situados en las ruedas para accionar los frenos por medio del freno de mano, consisten simplemente en un sistema de palancas desplazables que empujan las zapatas o mordazas, en los frenos de disco, para su acoplamiento al elemento giratorio de frenado (figs. 8.67 y 8.68).

— *Dispositivo mecánico en vehículos pesados.*

En los camiones con circuito hidráulico se monta un *conjunto bisector* (figura 8.69A) acoplado a los cilindros de las ruedas traseras, cuyo despiece puede verse en las figuras 8.69B y 8.69C, en el que el cilindro lleva un doble pistón con interposición de una palanca (6) para el accionamiento de los frenos de estacionamiento. Al accionar el freno de mano la palanca (11) (fig. 8.69C) desplaza el pistón (7) que empuja a los bisectores (2) los cuales, al abrirse, desplazan a los émbolos (4) acoplados en los soportes de las zapatas. Cuando se accionan los frenos hidráulicos, el líquido que entra a la cara anterior del pistón (8) desplaza ambos pistones actuando como en el caso anterior.

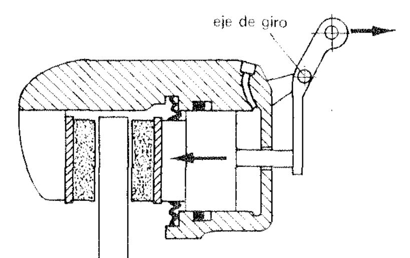


Fig. 8.68

Fig. 8.67

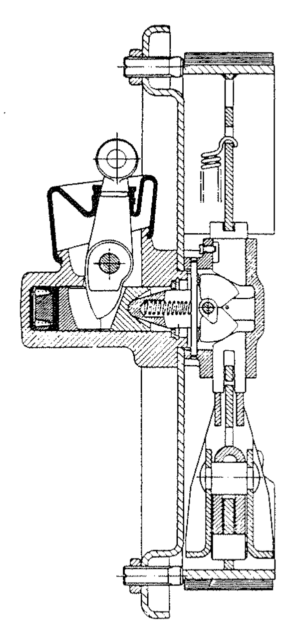


Fig. 8.69A *Conjunto bisector.*

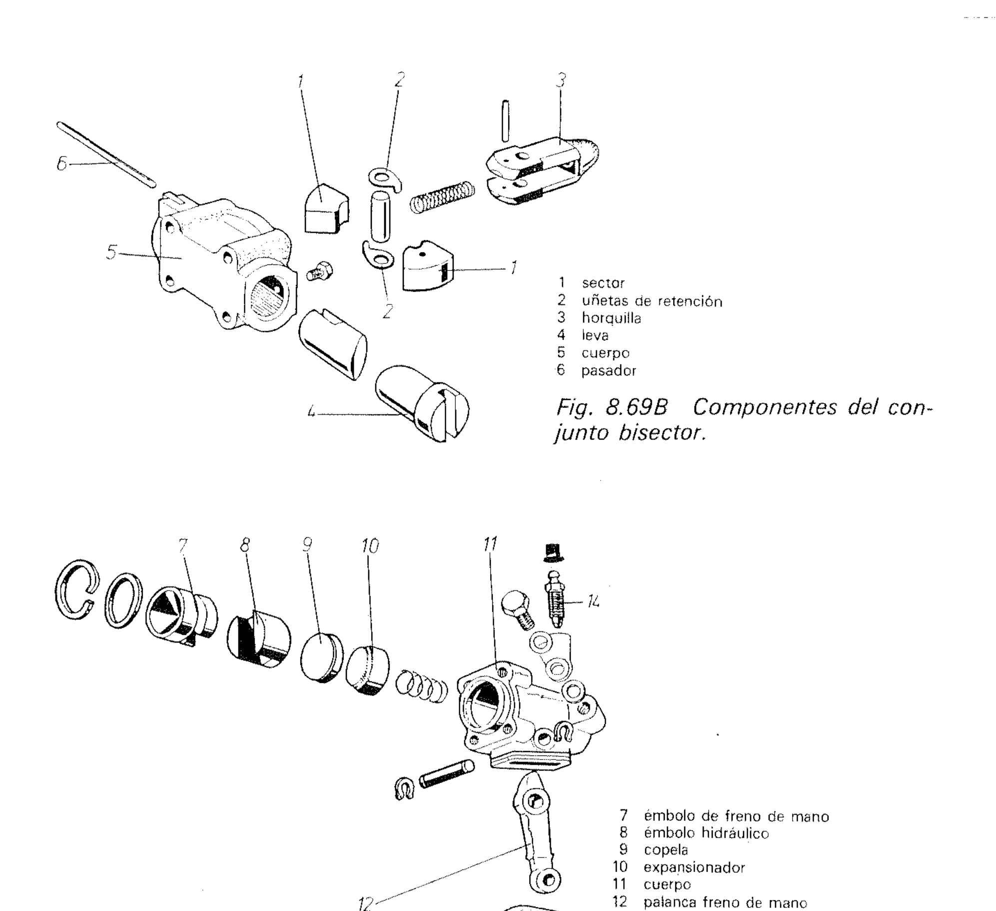


Fig. 8.69B Componentes del conjunto bisector.

Fig. 8.69C Componentes del cilindro de mando.

— *Tensado del freno.*

En los sistemas de aire comprimido, el tensado del varillaje de unión de la palanca del freno de mano con las ruedas se realiza (fig. 8.70) directamente sobre la palanca de accionamiento de las zapatas, intercalando tensores en el varillaje para el reglaje del freno de mano.

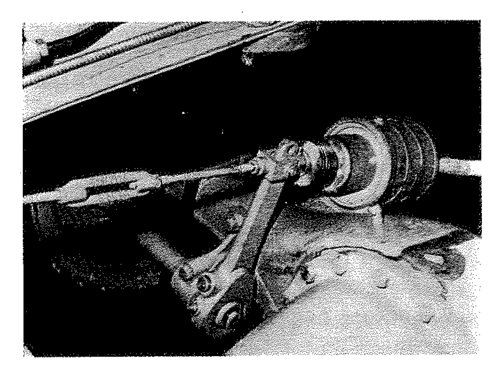


Fig. 8.70

8.7.1.4 *Cálculo del esfuerzo a realizar en el frenado de mano*

La presión muscular *(F_1)* que se realiza en la palanca del freno de mano (figura 8.71) es transmitida por medio de la palanca (1) y de la pletina de unión (2) a las zapatas, consiguiendo la fuerza de accionamiento *(F_{fr})* necesaria para el desplazamiento de las zapatas.

El esfuerzo *(F_1)* muscular que hay que realizar en la palanca de mano se calcula por medio de la fórmula siguiente:

$$F_1 = F_{fr} \cdot \frac{b_1 \cdot b_2}{a_1 \cdot a_2} \qquad [8.6]$$

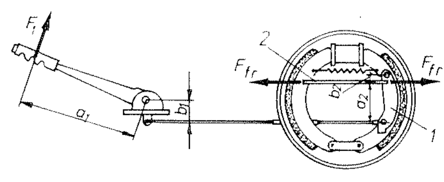


Fig. 8.71

EJERCICIO RESUELTO

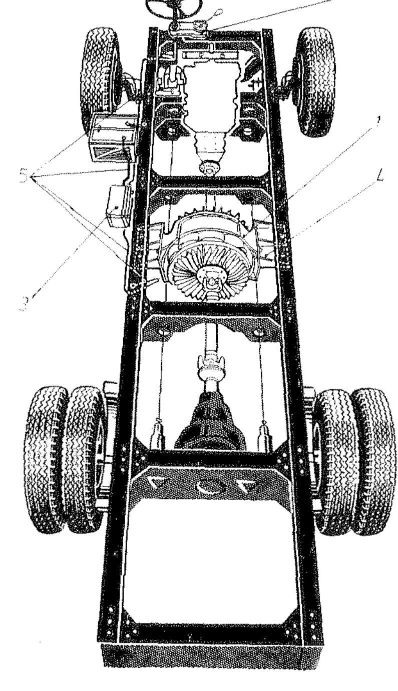
Problema 3

En la articulación de palanca de un freno de mano, según la forma de la figura 8.71, los brazos de palanca tienen los siguientes valores: $a_1 = 250$ mm, $a_2 = 175$ mm, $b_1 = 70$ mm y $b_2 = 35$ mm. ¿Qué presión muscular hay que realizar en el extremo de la palanca de freno para conseguir una fuerza de 200 kgf en las zapatas.

Solución:

Aplicando la fórmula [8.6] resulta:

$$F_1 = F_{fr} \cdot \frac{b_1 \cdot b_2}{a_1 \cdot a_2} = 200 \times \frac{70 \times 35}{250 \times 175} = 11{,}2 \text{ kgf}$$



1 freno eléctrico
2 mando de accionamiento
3 caja de contactores
4 soportes
5 cableado de la instalación

Fig. 8.72 Montaje del freno eléctrico.

8.7.2 *Freno eléctrico*

Los *frenos continuos* o retardadores como el *freno eléctrico* y el de *motor,* al contrario de los frenos de fricción, son dispositivos para la transformación de la energía de frenado en calor. Los frenos continuos trabajan solamente mientras el vehículo está en funcionamiento; no son, por tanto, utilizables como frenos de fricción. Sirven sobre todo para frenar en largas pendientes con objeto de descargar al freno de servicio para evitar su deterioro.

El *freno eléctrico* que se intercala en la transmisión del vehículo y que va sujeto al chasis del mismo (fig. 8.72), se incorpora en los vehículos pesados como un tercer freno auxiliar. No es, por tanto, un freno de parada, aunque pueda llegar a detener al vehículo en un momento dado. Tiene por misión mantener las revoluciones en la transmisión a un régimen determinado.

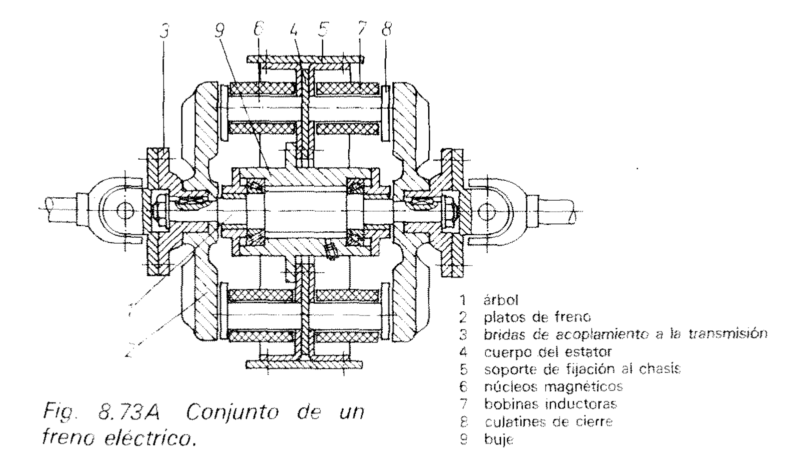
Funciona por la corriente eléctrica que le suministra directamente la batería a través de un mando situado en el volante y al alcance del conductor; su acción es tanto más eficaz, cuanto mayor es el número de revoluciones de la transmisión. No existe roce entre sus elementos de frenado, ya que este efecto se produce por la reacción de las corrientes inducidas sobre el elemento móvil por efecto de un campo magnético inductor.

8.7.2.1 *Constitución del freno eléctrico*

El conjunto *freno eléctrico* (fig. 8.73A) está formado esencialmente por un rotor (1) intercalado en la transmisión del vehículo y un estator (4) que se fija al chasis del mismo a través de unos soportes (5), en el que van montadas las bobinas (7) que crean el campo magnético inductor.

— *Rotor.*

El *rotor* (fig. 8.73B) está formado por un árbol (1) que gira sobre los cojinetes de rodillos cónicos. En ambos extremos van montados los platos de freno (2) dotados de aletas para favorecer la refrigeración de los mismos. Las bridas de arrastre (3) van montadas a presión y alojadas en los platos y unidas al árbol (1) por medio de chavetas para el acoplamiento del freno con la transmisión del vehículo por medio de juntas articuladas. Las bridas quedan aseguradas a la transmisión por medio de tuercas y arandelas de seguridad.



1 árbol
2 platos de freno
3 bridas de acoplamiento a la transmisión
4 cuerpo del estator
5 soporte de fijación al chasis
6 núcleos magnéticos
7 bobinas inductoras
8 culatines de cierre
9 buje

Fig. 8.73A Conjunto de un freno eléctrico.

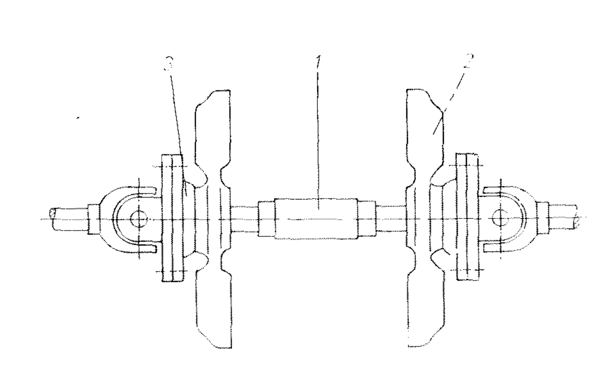


Fig. 8.73B Rotor.

— *Estator.*

El *estator* (fig. 8.73C) está formado por un armazón de chapa y un alma metálica (4), con dos soportes (5) unidos al armazón para la sujeción del conjunto al chasis. Este armazón se une a un buje (9) por el centro (fig. 8.73A) sobre el que gira el rotor apoyado en los rodamientos de rodillos cónicos. Unidos al alma metálica y concéntricos con el buje van montados ocho núcleos magnéticos (6) (figura 8.74) donde se alojan las bobinas (7) que quedan sujetas a los núcleos por los culatines (8).

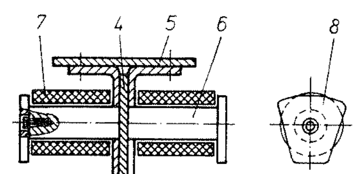




Fig. 8.74 Detalle del núcleo magnético y bobina, montados.

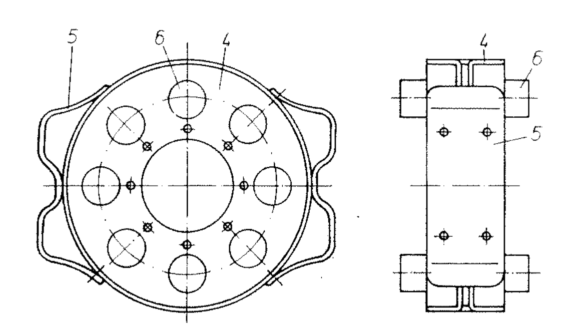


Fig. 8.73C Estator.

— *Arrollamiento de las bobinas.*

Las *bobinas* pueden estar formadas por un solo arrollamiento (fig. 8.75A) o por varios (generalmente cuatro) (fig. 8.75B) y su montaje en los núcleos debe ser en oposición (fig. 8.76), de forma que los polos norte y sur de cada bobina sean alternativos en cada lado del estator.

Antes de montar las bobinas en sus respectivos núcleos, debe comprobarse el sentido de la corriente o polarización; puede hacerse por medio de una brújula (fig. 8.77) y marcar los principios y finales de cada bobina para su conexión posterior.

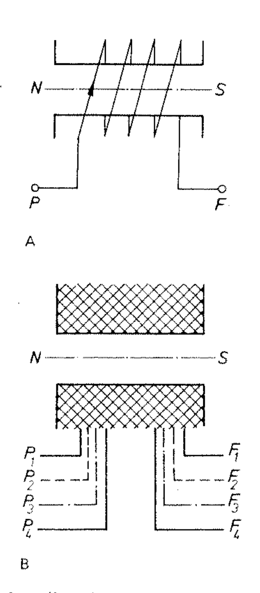


Fig. 8.75 Arrollamiento de bobinas: A, *arrollamiento único;* B, *cuatro arrollamientos separados.*

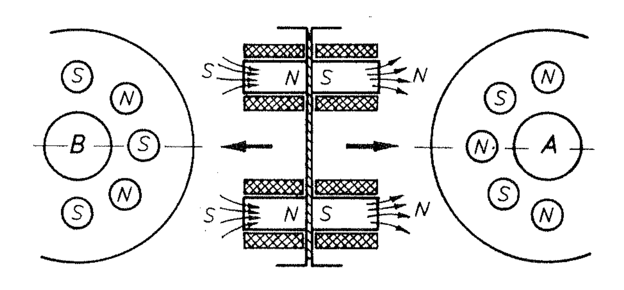


Fig. 8.76 Distribución de las bobinas cuando son varias.

8.7.2.2 *Funcionamiento eléctrico*

El funcionamiento de este freno está basado en el principio de que, cuando un conductor se mueve dentro de un campo magnético, se crean en él unas corrientes inducidas que se oponen al movimiento del mismo, siendo estas corrientes inducidas proporcionales al campo magnético inductor y a la variación del flujo cortado:

$$e = \frac{\Delta \Phi}{\Delta t} \qquad [8.7]$$

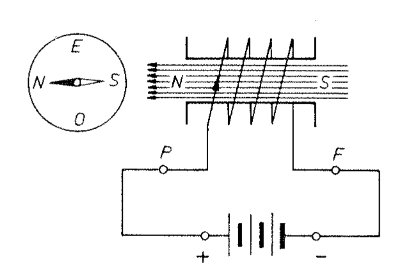


Fig. 8.77 Comprobación de la polarización de las bobinas.

Por tanto, cuanto mayor sea el campo magnético, mayor será el número de líneas de fuerza a cortar y, cuanto mayor sea la velocidad de giro, menor será el tiempo empleado en cortarlas, produciendo un mayor efecto de frenado o retención en la transmisión.

En el freno eléctrico el campo inductor lo constituye el estator, creado por los electroimanes al ser alimentados por la batería; el conductor inducido lo forman las armaduras o platos giratorios que se mueven con la transmisión. Estos platos, al girar dentro del campo magnético, generan unas corrientes inducidas (corrientes de Foucault) que se oponen al movimiento de los mismos.

La energía eléctrica creada por estas corrientes parásitas se transforma en calor que se disipa a la atmósfera a través de las aletas de refrigeración de los platos.

8.7.2.3 *Conexionado interno del circuito magnético*

La mayor o menor fuerza de frenado se obtiene actuando sobre el campo magnético inductor, lo cual puede ser de dos formas, según se utilicen bobinas de *un solo arrollamiento* o *bobinas múltiples.*

— *Circuito con bobinas de arrollamiento único.*

En los circuitos con bobinas de *arrollamiento único* (fig. 8.78), la variación de campo magnético se realiza actuando sobre 2, 4, 6 y 8 bobinas de cada lado, según se indica en el esquema de las conexiones del circuito.

— *Circuito con bobinas de arrollamientos múltiples*

En los circuitos con *bobinas múltiples* (fig. 8.79) la variación de campo se obtiene actuando sobre todas las bobinas a la vez, consiguiendo de esta forma un campo más uniforme. La variación de intensidad de campo se realiza introduciendo corriente a 1, 2, 3 o a los 4 arrollamientos de cada bobina, ya que, como se sabe, el campo magnético es proporcional al número de espiras.

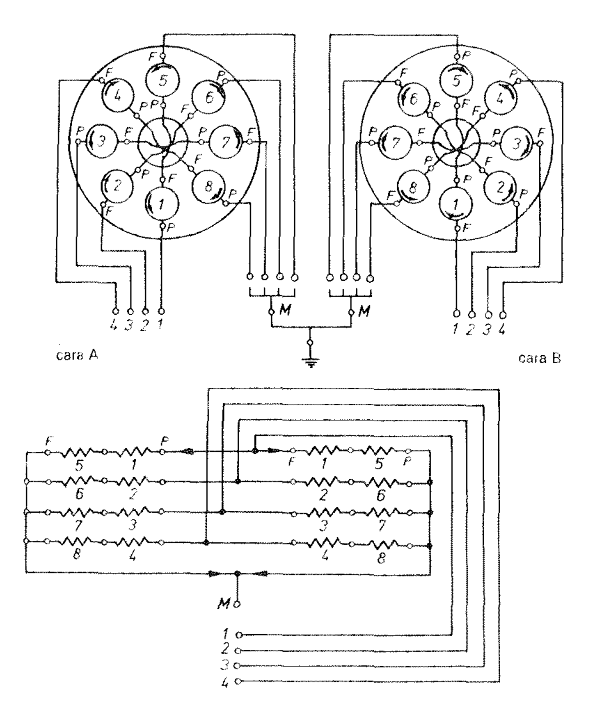


Fig. 8.78 Esquema de un circuito de freno eléctrico con bobinas de arrollamiento único.

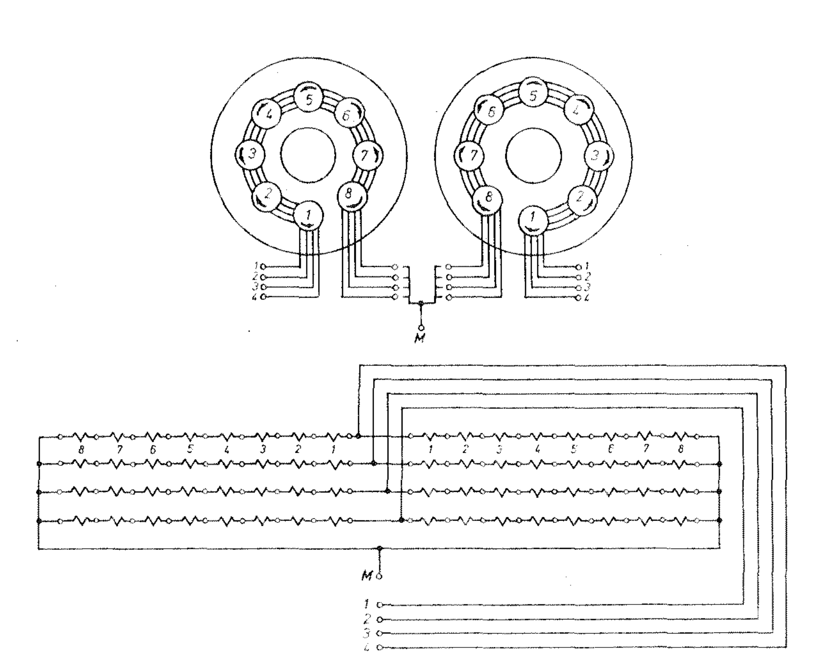


Fig. 8.79 Esquema de un circuito de freno eléctrico con bobinas de cuatro arrollamientos.

8.7.2.4 *Circuito de mando*

Como la corriente absorbida por el circuito interno es elevada, se requiere, para su conexión, un conductor de bastante sección, por lo que su puesta en funcionamiento (fig. 8.80) se realiza a través de unos relés electromagnéticos situados en la caja de contactores, colocada en una posición próxima al freno eléctrico, alimentados directamente por la batería.

Para el accionamiento de los relés se utiliza un interruptor simple (figs. 8.80 y 8.81) de cuatro posiciones que corresponden a cuatro efectos de frenado; este interruptor va montado sobre el volante o cuadro de mandos del vehículo, con un piloto para el control de su puesta en funcionamiento.

8.7.3 *Freno motor*

Como se recordará por lo ya estudiado, el propio motor del vehículo actúa como freno, efectuando de esta forma una retención de velocidad cuando se le acopla una velocidad más corta, efecto producido por la desmultiplicación de la caja de cambios. Si se corta el suministro de combustible al motor, entonces éste es accionado por el movimiento propio del vehículo, trabajando sus cilindros como un compresor y actuando entonces como un freno auxiliar. Si además se coloca un dispositivo que cierre el escape de gases, se obtiene un *compresor de doble efecto,*

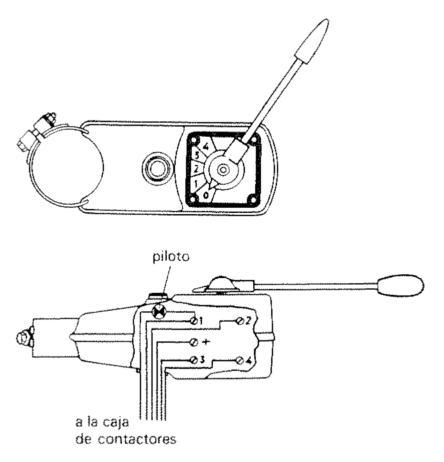


Fig. 8.81 Interruptor de mando.

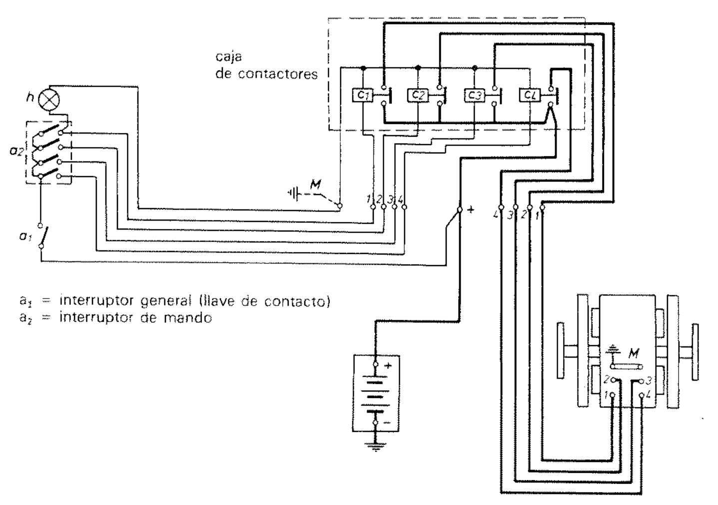


Fig. 8.80 Circuito de mando con interruptor de cuatro posiciones y caja de contactores.

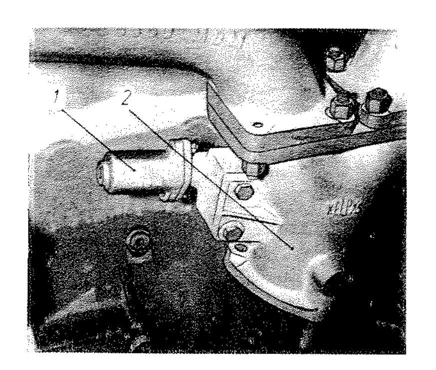


Fig. 8.82 Conjunto del freno motor.

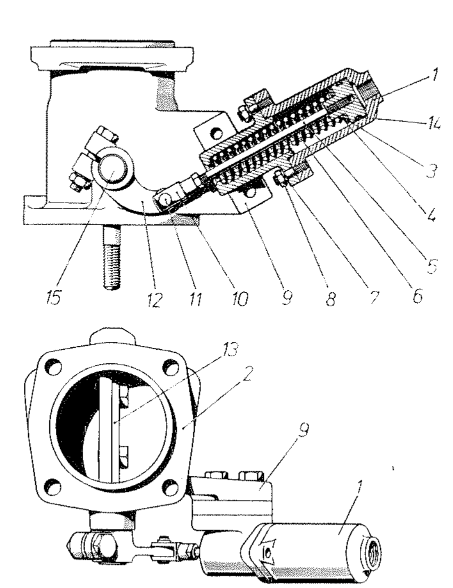
con dos tiempos de compresión que ralentiza enormemente la velocidad de giro, transformando la energía absorbida en calor, la cual se disipa al circuito de refrigeración.

Este tercer freno auxiliar de emergencia se utiliza generalmente en vehículos pesados que llevan instalación de aire comprimido. Consiste esencialmente (figura 8.82) en un *cilindro de mando neumático* (1) y un *cuerpo freno motor* (2) incorporado al escape y formando con él un cuerpo único.

El conjunto está formado (fig. 8.83) por un cuerpo de fundición gris perlítica, dentro del cual se aloja una pantalla obturadora o mariposa (13) montada sobre un eje (15) que gira dentro del cuerpo por mediación de una palanca (12) unida al cilindro de mando (1).

8.7.3.1 *Circuito de mando del freno motor*

El circuito de mando para poner en funcionamiento el *freno motor* está constituido (fig. 8.84) por: un mando situado en el mismo pedal de aceleración (1) que se acciona con el pie; una válvula de mando (3), situada junto al pedal que deja pasar el aire comprimido para accionar el cilindro de mando freno motor (2), y un mando mecánico formado por una varilla de accionamiento para cortar el suministro de combustible a la bomba de inyección mandada por el pedal en su posición de frenado.



1 conjunto cilindro freno-motor
2 freno motor
3 arandela elástica tope del émbolo
4 arandela de apoyo del muelle
5 conjunto émbolo
6 muelle de retorno del émbolo
7 arandela de muelle
8 tuerca
9 soporte del cilindro
10 horquilla corta
11 perno para horquilla
12 palanca
13 mariposa
14 anillo cierre
15 eje de la mariposa

Fig. 8.83 Componentes del freno motor.

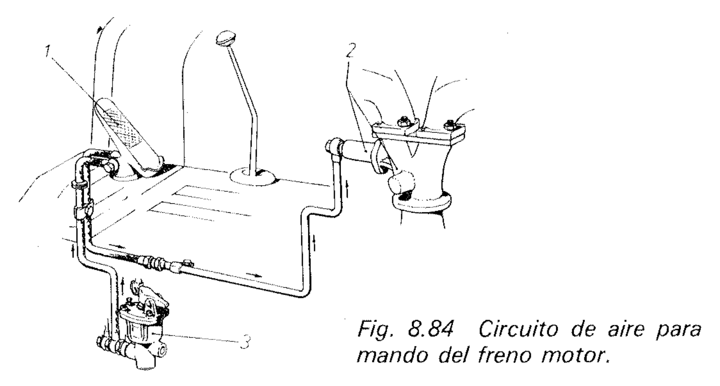


Fig. 8.84 Circuito de aire para mando del freno motor.

Al levantar el pedal y presionar con el tacón en su parte posterior venciendo la pequeña resistencia que presenta el pedal en su posición normal, se corta, primeramente, el suministro o caudal de la bomba de inyección y luego actúa una pequeña válvula de accionamiento, dejando paso al aire comprimido procedente del calderín hacia el cilindro de mando, que hace girar la mariposa para cerrar el escape de los gases.

8.7.4 *Frenos para remolques*

En los *vehículos remolcados,* ya sean caravanas o remolques de carga, debe disponerse igualmente un dispositivo de frenado en las ruedas, para que, en combinación con el freno del *vehículo tractor,* detenga la marcha del mismo.

Todo remolque debe frenar siempre un poco antes que el vehículo tractor ya que, de no ser así, por efecto de la inercia se precipitaría sobre el vehículo delantero y se saldría de su camino normal de rodadura.

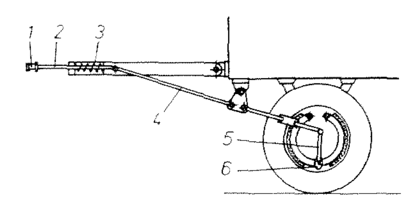


Fig. 8.85 Remolque con freno de inercia.

8.7.4.1 *Sistemas empleados*

Según el tipo de remolque, los sistemas de mando empleados en el freno son: *mecánicos* y *neumáticos.*

1. *Sistema mecánico.*

En los remolques acoplados a vehículos de turismo (generalmente caravanas) y en los acoplados a tractores, se emplea un sistema de *mando mecánico* acoplado en la lanza u horquilla de tracción que une el vehículo tractor con el remolque. El remolque, según los casos, puede actuar por *inercia* o por *caída.*

— *Frenado por inercia.*

Si en un conjunto compuesto por el vehículo-tractor y el remolque no se frena nada más que el vehículo-tractor, el remolque ejercerá una fuerza de empuje sobre el vehículo-tractor, cuyo valor dependerá de la carga y puede convertirse de modo mecánico en un sistema eficaz de frenado del remolque.

Por tanto, en este sistema (fig. 8.85) se aprovecha la fuerza de la inercia del vehículo remolcado para el accionamiento de los frenos sobre las ruedas del mismo. Para ello se dispone sobre la argolla (1) y la barra de tracción (2) un dispositivo elástico (3) que desplaza una varilla (4) y una palanca (5) para que actúe sobre las levas (6) de accionamiento de las zapatas de los frenos.

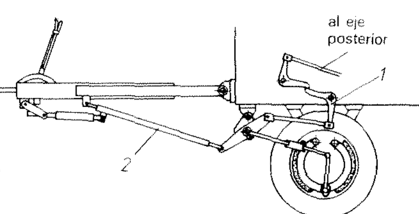


Fig. 8.86

En la figura 8.86 se presenta un mecanismo semejante al anterior, con una articulación de palanca acodada (1) para transmitir el frenado al eje posterior del remolque. En algunas ocasiones, y a manera de elemento de reacción, lleva un resorte sobre la barra de reacción (2) que no permite la acción de los frenos hasta que el vehículo-tractor no haya adquirido una determinada velocidad y un límite de peso del remolque; a veces, dicho resorte se combina con un amortiguador de oscilaciones para evitar las que pudieran presentarse entre el vehículo-tractor y el remolque.

En algunos modelos en lugar de la palanca del freno de mano se instala un acumulador de resorte que suministra la fuerza para accionar el freno en caso de soltarse el remolque. Los frenos, tanto si son accionados por una palanca como si son actuados por un acumulador de resorte, deben disponer de un dispositivo para que no accionen los frenos en la marcha atrás del remolque.

— *Sistema de frenado por caída.*

En el *sistema de caída* (fig. 8.87), se aprovecha el peso de la horquilla y de lanza de unión (2) del remolque de forma que, al desplazarse hacia abajo por el peso durante el frenado del vehículo-tractor, la varilla de mando (5) de las ruedas actúa como en el caso anterior sobre las levas (6) de las zapatas.

Para que el freno funcione con absoluta seguridad, el extremo de la barra de tracción o lanza (2) debe estar a una altura mínima del suelo de 20 cm para que pueda surgir el efecto del frenado.

En ambos casos, las levas de las zapatas están provistas de dos superficies curvas análogamente dispuestas que presionan en su giro sobre las zapatas de freno para que se desplacen hacia el tambor.

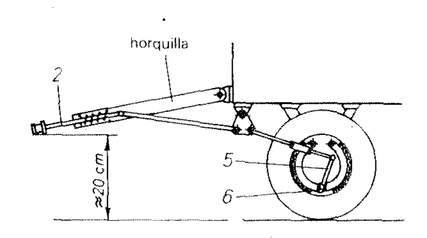


Fig. 8.87 Funcionamiento de un freno de caída.

2. *Sistema neumático.*

En los remolques de carga acoplados a vehículos tractores con frenos de aire comprimido, se aprovecha el mismo para el accionamiento de los frenos en las ruedas del remolque (fig. 8.88).

En este sistema (fig. 8.89) el vehículo tractor dispone de una válvula especial (1) *amplificadora de presión,* situada generalmente en la parte posterior de la cabina. Esta válvula tiene por misión hacer que el remolque frene unos instantes antes que el vehículo-tractor, enviando a los cilindros de las ruedas del remolque una presión superior a la que reciben los cilindros de las ruedas del vehículo-tractor.

En combinación con la válvula de mando, va montada una *válvula de rebose* (4) cuya misión es asegurar el frenado del vehículo-tractor cuando se interrumpe el circuito de unión entre el vehículo-tractor y el remolque por rotura de las mangueras.

Además el circuito lleva instalada una *válvula manual de frenado* (2) que se acciona desde la cabina para frenar el remolque en caso de estacionamiento.

1 avisador de presión mínima
2 manómetro (mide la presión del depósito)
3 compresor
4 racor de dos tomas
5 cilindros de los frenos anteriores
6 pedal del freno
7 interruptor neumático de stop
8 válvula de accionamiento
9 tapa del cárter y de unión de los tubos de la servodirección
10 grifo del paso automático de aire
11 racor de cuatro tomas
12 depurador y regulador automático de aire
13 depósito de aire
14 racor de tres vías
15 racor de tres vías
16 cilindros de freno posterior
17 acoplamiento del freno del remolque

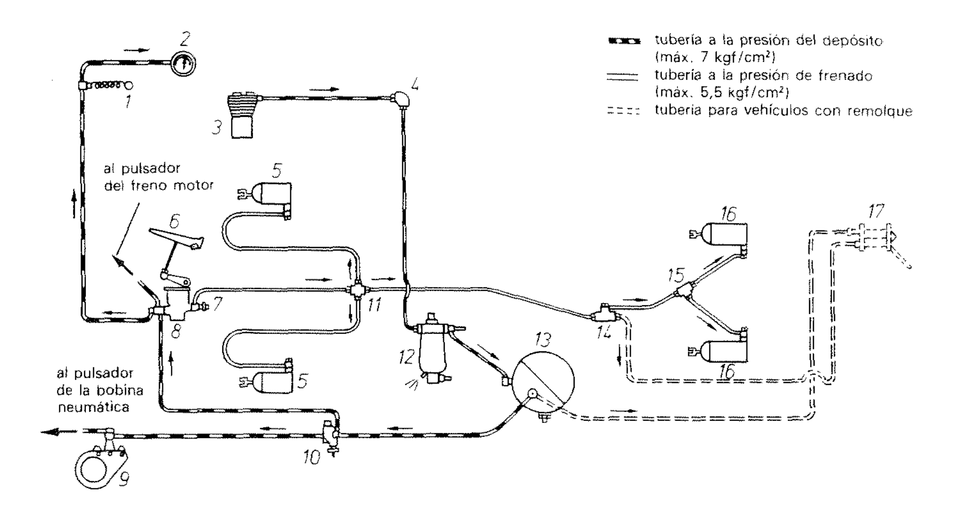
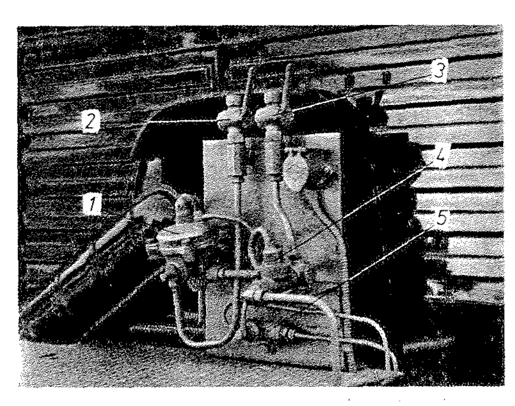


Fig. 8.88 Esquema de tuberías de aire comprimido para tractor y remolque.



1 válvula de presión
2 válvula manual para el frenado independiente del remolque
3 conexión de aire al remolque
4 válvula de rebose
5 válvula de dos vías

Fig. 8.89 Posicionado de las válvulas.

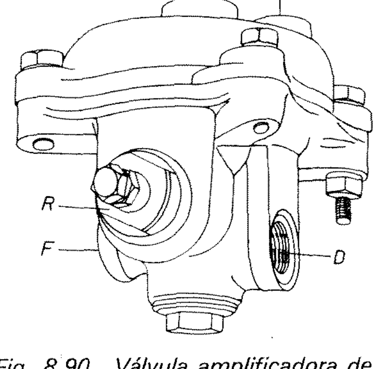


Fig. 8.90 Válvula amplificadora de presión.



8.7.4.2 *Válvula amplificadora de presión*

Esta *válvula* (fig. 8.90) va conectada por *(D)* al calderín principal de frenos, de donde recibe directamente el aire comprimido a través de la válvula de rebose. El aire procedente del calderín que entra por *(D)*, sale por el racor *(F)*, situado en la parte opuesta, hacia los cilindros de las ruedas del remolque, cuya presión de paso es regulada por medio de la válvula *(R)*.

En la parte superior van situadas la toma de presión *(M)*, procedente de las canalizaciones de freno del vehículo tractor, y la salida *(A)* de descarga de aire a la atmósfera en los frenos del remolque.



— *Constitución de la válvula.*

El conjunto de la válvula (fig. 8.91) está formada por tres cámaras de presión separadas por membranas elásticas. La cámara superior *(a)* se comunica por *(M)* con el circuito principal de frenos del vehículo-tractor y las cámaras *(b* y *c)* se comunican entre sí por medio del regulador de presión *(R)*.

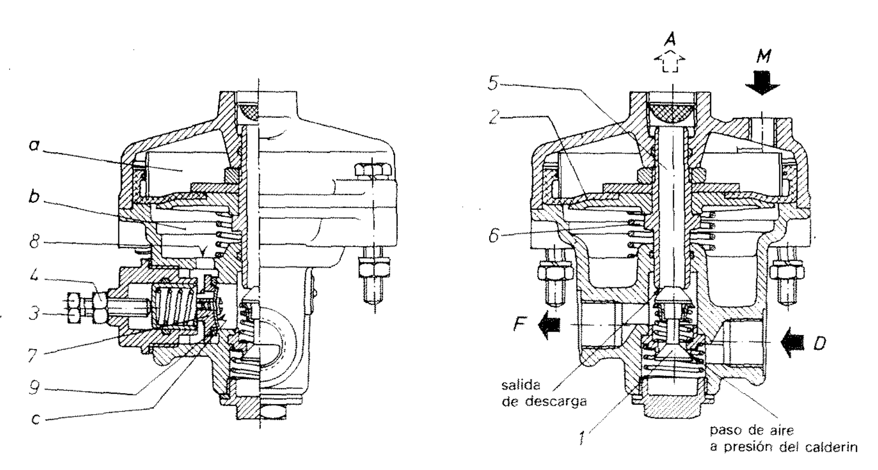


Fig. 8.91 Vista interior de la válvula amplificadora de presión.

En la parte inferior del conjunto va situada una válvula (1) de doble cono la cual, según su posición, permite el paso del aire procedente del calderín por *(D)* hacia las canalizaciones de freno del remolque por *(F)*, o pone en comunicación estas canalizaciones con la atmósfera, a través del tubo interior del émbolo (5).

La regulación en el adelanto de frenado del remolque se realiza por medio del tornillo (3), que fija su posición por medio de la contratuerca (4).

— *Funcionamiento de la válvula.* En marcha normal, las conexiones *(F* y *M)* están sin presión y el aire que entra por *(D)* no tiene acceso a la salida *(F)* por estar la válvula (1) cerrada.

Cuando se acciona el pedal del freno, la cámara *(a)* (fig. 8.91) recibe el aire de mando procedente del circuito principal de los frenos del vehículo-tractor. La presión en esta cámara hace desplazar el émbolo-membrana (2) venciendo la acción del resorte (6) y cerrando, por medio del cono superior de la válvula (1), la comunicación de *(F)* con la atmósfera. A su vez, y por desplazamiento de la válvula (1), se abre el cono inferior dejando pasar el aire procedente del calderín *(D)* hacia *(F)* para accionar los frenos del remolque.

Al abrirse el cono inferior de la válvula (1), el aire procedente del calderín actúa a su vez sobre la válvula (7) del regulador de forma que, cuando el aire alcanza la presión de tarado en la válvula, se levanta de su asiento, dejando pasar el aire a través de los orificios de la válvula y orificio (8) a la cámara *(b)*. Cuando la presión en la cámara *(b)* se iguala a la presión de la cámara *(a)* hace ascender al émbolo-membrana (2), cerrándose la entrada de aire mientras permanece cerrada también la descarga a la atmósfera. Al mismo tiempo se cierra la válvula (7) que impide siga pasando aire a la cámara *(b)*, consiguiendo, de esta forma, una posición de equilibrio entre la presión de frenado *(M)* y la presión en los frenos del remolque *(F)*.

Según la regulación efectuada en el regulador *(R)*, la presión en *(F)*, y con ello la presión en los cilindros de las ruedas del remolque, es más alta que en el vehículo-tractor, lo que garantiza el adelanto de frenada en el remolque. Cada aumento de presión en *(M)* tiene como resultado a su vez un aumento de presión en *(F)*.

Al soltar el pedal del freno, la cámara *(a)* se descarga a través de la válvula de descarga del vehículo-tractor, volviendo el émbolo-membrana (2), por la reacción del muelle (6), a su posición de reposo. El retorno del émbolo hace que la válvula (1) cierre con su cono inferior la entrada de aire por *(D)* y abra la salida de descarga, pasando el aire de los cilindros de freno del remolque a la atmósfera, a través del tubo interior del émbolo (5).

Al mismo tiempo, el aire de la cámara *(b)* pasa por el orificio (8) y los orificios de la válvula (7) que levantan la válvula de retroceso (9), dejando pasar el aire a la atmósfera por el interior del émbolo (5).

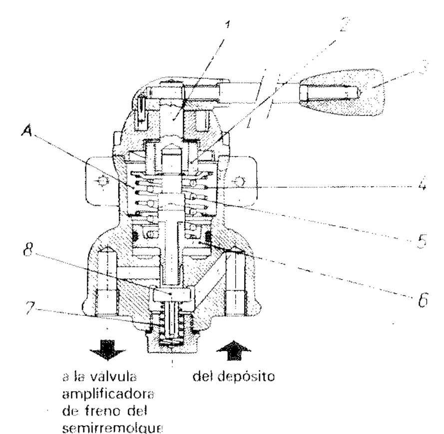


Fig. 8.92 Válvula manual de frenado en el remolque.

8.7.4.3 *Válvula manual de frenado*

Esta *válvula* (fig. 8.92) tiene por misión disponer de un freno independiente en el remolque para ser accionado en los momentos en que se precise, como son: en el caso de estacionamiento, cuando el remolque produce bandazos o en los descensos de los puertos.

Con el mando manual, y según el giro que se dé a la manivela (3), se obtiene en los frenos del remolque una escala progresiva de presión a voluntad del conductor. La presión máxima se obtiene con un giro de 90° en la palanca (3) que corresponde a la posición de la figura.

— *Funcionamiento.*

Al accionar la palanca (3) se ejerce una fuerza sobre la parte superior de los muelles (4 y 5) a través de la leva (2). La fuerza de empuje en los muelles desplaza al émbolo (6) que cierra la comunicación del conducto de salida de aire con la atmósfera a través del interior del émbolo (6). Simultáneamente, se abre la válvula de admisión (8) dejando pasar el aire procedente del calderín hacia la válvula amplificadora de presión y, de ésta, a los frenos del remolque.

Al levantar la palanca (3) a su posición vertical, el émbolo (8) asciende por la acción de los resortes (4 y 5), poniendo en comunicación el conducto de salida del aire con la atmósfera (zona *A)* por donde se descarga el aire de los frenos. A su vez, y por efecto del muelle (7) se cierra la válvula de paso (8), cortando así el aire procedente del calderín.

8.7.4.4 *Diferentes sistemas de instalaciones neumáticas*

Se emplean principalmente dos tipos de instalaciones neumáticas para vehículos con remolque:

— Instalación de frenado con un solo conducto.
— Instalación de frenado de dos conductos.

1 compresor de aire
2 botella de llenado
3 regulador de presión
4 bomba anticongelante
5 medidor de doble presión
6 depósito de aire comprimido
7 palanca del freno de mano
8 pedal de la válvula de freno del vehículo tractor
9 cilindro de freno del vehículo tractor
10 válvula de descarga
11 válvula del freno del remolque
12 grifo de cierre
13 acoplamiento de manguera
14 filtro de aire
15 válvula de regulación
16 depósito de aire del remolque
17 limitador de la fuerza de frenado
18 cilindros del freno del remolque

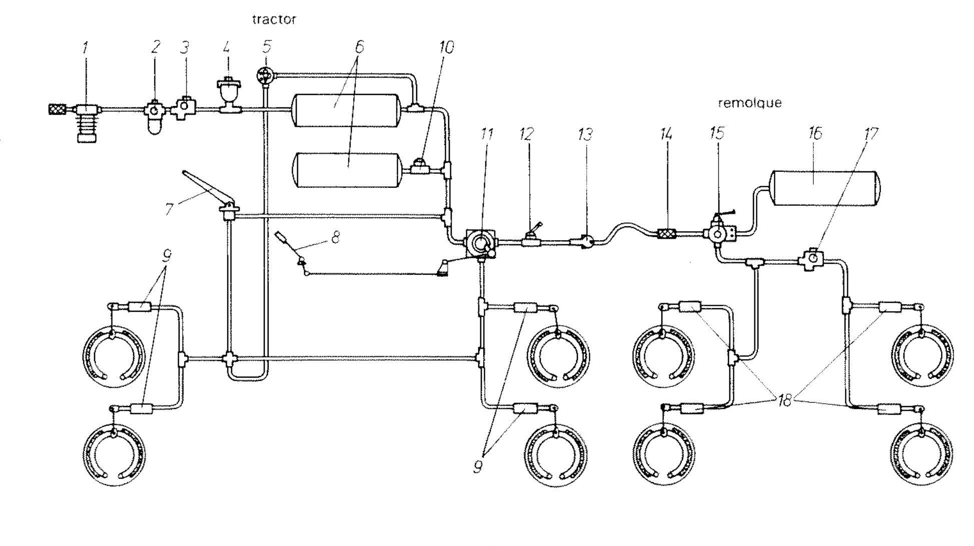


Fig. 8.93 Esquema de una instalación de freno por aire a presión con un solo conducto.

1. *Instalación de frenado con un solo conducto.*

En este tipo de instalación (fig. 8.93) el vehículo-tractor y el remolque están unidos entre sí mediante un único conducto de aire a presión, que recibe el nombre de conducto de mando del remolque. A través de dicho conducto de mando del remolque se llena de aire comprimido el depósito (16) del remolque; por el mismo conducto también pasa el aire que acciona las zapatas de las ruedas del remolque.

La válvula de frenado (11) del remolque va montada en el vehículo-tractor; en el caso de una subida de presión en los cilindros de freno del vehículo-tractor provoca una caída de presión en el conducto de mando del remolque. Dicho conducto está, siempre que no se frene, bajo la presión del depósito. Al frenar, por medio de la válvula (15) de regulación de la carga y de mando del remolque, deja circular aire a presión del depósito (16) a los cilindros de freno que actúan sobre las zapatas de las ruedas del remolque.

Muchos de los elementos que componen este circuito ya han sido estudiados anteriormente. A continuación se describen los no estudiados. La presión de servicio en este circuito está comprendida entre 4,8 y 5,6 atmósferas.

— *Acoplamiento de manguera.*

Se instala, según puede verse en la figura 8.93, en el tubo de unión (13) de los dos vehículos, en la posición que indica la figura; la tubería tiene que ser fácilmente desmontable y movible. Para que pueda cumplir esta finalidad (fig. 8.94) la *cabeza de acoplamiento* (1) con la *válvula de retención* (2) va unida al vehículo-tractor. Esta válvula de retención impide la pérdida de presión en el supuesto de soltarse el remolque. La *cabeza de acoplamiento* (3) va provista de una espiga (4) que va unida al remolque mediante una manguera flexible.

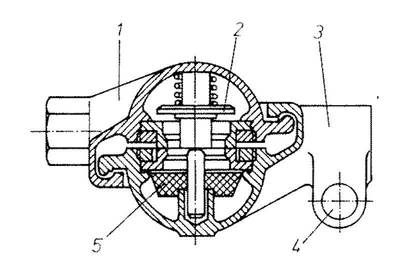


Fig. 8.94 Cabeza de acoplamiento de manguera.

El acoplamiento de ambas partes se realiza mediante compresión y torsión de dichas piezas. El acoplamiento está dispuesto de tal forma que la manguera adopta una cierta curvatura hacia arriba, con objeto de que, cuando se desengancha el remolque del vehículo-tractor, pueda soltarse fácilmente.

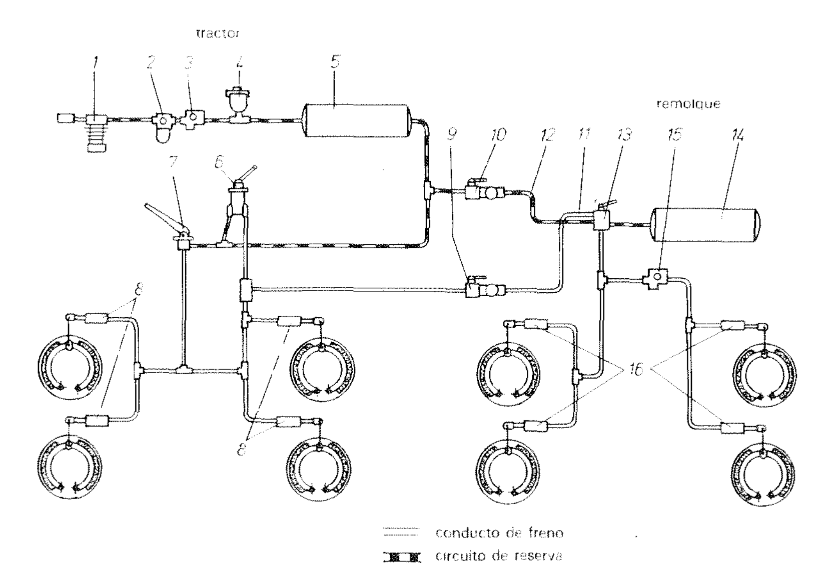
En su interior el acoplamiento lleva un filtro (5) y unas tapas exteriores para evitar que penetre suciedad en el interior de la unión.

2. *Instalación de frenado de dos conductos.*

En los vehículos que requieren una mayor seguridad se emplea el freno neumático de dos conductos (fig. 8.95). En este tipo de circuito se garantiza un doble suministro de aire a presión desde el vehículo-tractor del remolque. La presión de servicio oscila entre 6,2 a 7,3 atmósferas.

Como puede observarse por el esquema, hay dos circuitos de aire a presión; uno de ellos llamado de *reserva,* une el depósito de aire (5) a través de la válvula reguladora de carga (13) con el depósito de aire (14); el otro conducto, llamado *conducto de freno,* lleva el aire desde la válvula de freno (7) o válvula de freno de mano (6) a través de la válvula (13) hasta los cilindros de freno (16) de las ruedas del remolque.

La válvula (13) que responde o reacciona ante las subidas de presión regula la afluencia de aire de la reserva del remolque a los cilindros de freno del mismo, de acuerdo con la presión en los cilindros de freno del vehículo-tractor. En el caso



1 compresor de aire
2 botella de llenado
3 regulador de presión
4 bomba anticongelante
5 depósito de aire comprimido (tractor)
6 válvula para frenado a mano
7 válvula de freno con palanca de pie
8 cilindros de freno (tractor)
9 grifo de cierre
10 acoplamiento de manguera
11 tubería de freno
12 tubería de reserva
13 válvula de regulación de carga y mando del remolque
14 depósito de aire (remolque)
15 limitador de frenado
16 cilindros de freno del remolque

Fig. 8.95 Representación esquemática de un freno de dos conductos.

de soltarse el remolque la presión de reserva de éste actúa sólo sobre la válvula (13). El conducto de reserva se bloquea y el freno de remolque reacciona automáticamente.

CUESTIONARIO

8.1 ¿Qué elementos intervienen en un circuito de frenos hidráulicos? Misión de cada uno de ellos.
8.2 ¿Cómo están formados los dobles circuitos de freno y cómo funcionan?
8.3 ¿Cómo está constituida la bomba principal de freno y cómo funciona?
8.4 ¿Qué misión tiene el servofreno y cómo actúa en el circuito?
8.5 ¿Cómo está constituido y cómo funciona el servofreno?
8.6 ¿Qué elementos intervienen en un circuito de frenos por aire comprimido y qué misión tiene cada uno de ellos?
8.7 ¿Qué misión tiene la válvula de descarga rápida en los circuitos de aire comprimido y cómo actúa?
8.8 ¿Qué misión tiene el grifo de pureza situado en el calderín de aire y cómo funciona?
8.9 ¿Para qué se emplea el freno eléctrico y cómo actúa?
8.10 ¿Qué elementos componen el freno eléctrico y qué misión tienen?
8.11 Explicar el funcionamiento del freno eléctrico.
8.12 Forma de conexionar las bobinas inductoras en el freno eléctrico.
8.13 ¿En qué consiste el freno motor y cómo actúa?
8.14 Elementos que intervienen en el circuito de mando para un freno motor.
8.15 Sistemas de frenos mecánicos utilizados en los remolques y cómo funcionan.
8.16 ¿Qué condición deben cumplirse en los frenos de remolque?
8.17 ¿Cómo se efectúa el frenado en los remolques por aire comprimido?
8.18 ¿Cómo funciona la válvula amplificadora de frenado para remolques?
8.19 ¿Qué misión tiene la válvula de frenado manual para remolque y cómo actúa?

EJERCICIOS A REALIZAR

1.º Realizar un croquis del circuito de frenos hidráulicos con servofreno y toma de vacío en el carburador.

2.º Hacer un croquis del circuito de frenos hidráulicos con servofreno, acoplado a vehículos con depresor.

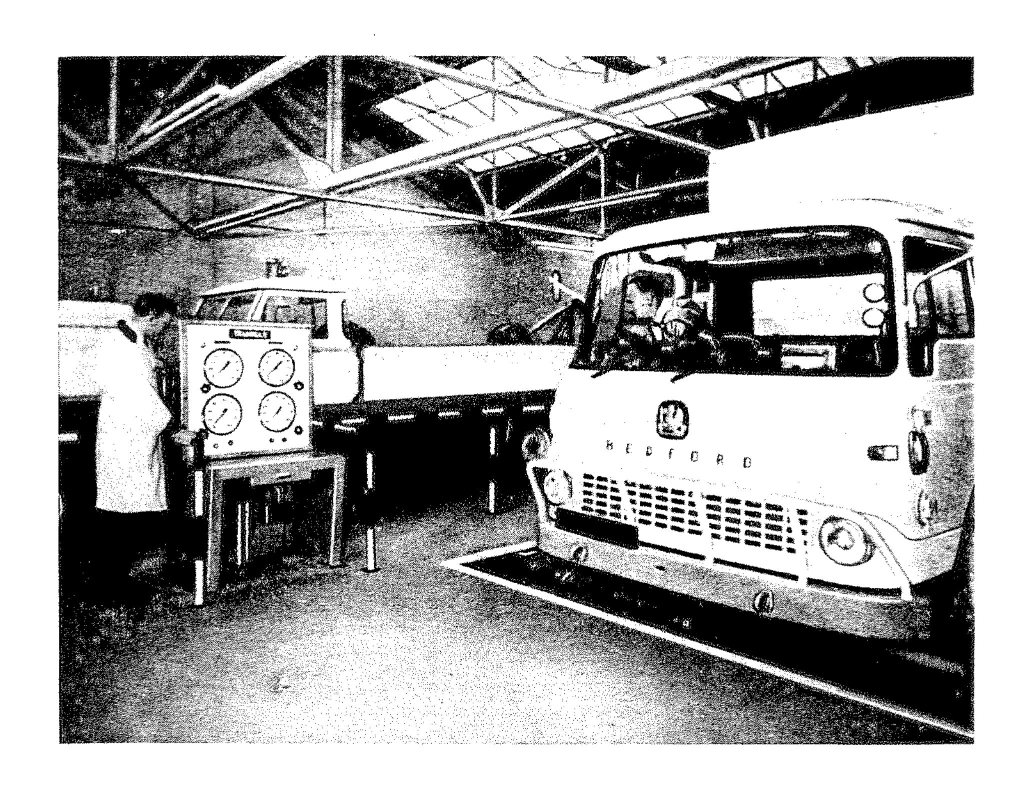
3.º Realizar el esquema del circuito de frenos por aire comprimido.

4.º Hacer el croquis del esquema de montaje y circuito de mando para el freno eléctrico.

5.º Realizar el croquis del esquema de conexionado interno del freno eléctrico con bobinas de arrollamiento único.

6.º Hacer el esquema de conexionado interno del freno eléctrico con bobinas de arrollamiento múltiple.

9. Verificación de los circuitos de frenado



OBJETIVOS

— *Analizar las averías que se producen en el sistema de frenado, su comprobación y los reglajes a efectuar para la puesta a punto de los frenos.*

EXPOSICIÓN DEL TEMA

9.1 Averías y comprobación del sistema de frenos

Los frenos son de vital importancia para la seguridad del vehículo y de sus ocupantes; por tanto, *deben estar siempre en perfecto estado de funcionamiento.*

El perfecto funcionamiento de los frenos se comprueba por su comportamiento en carretera y por la eficacia de su frenado, pudiéndose diagnosticar, en función de los fallos observados, la causa o causas que originan la avería para su posterior verificación y reparación de los elementos afectados.

9.2 Comprobación de la eficacia de los frenos

Consiste en determinar la fuerza de frenado que es necesario aplicar a las ruedas para detener el vehículo en el menor espacio posible.

En las comprobaciones a realizar debe tenerse en cuenta que *la fuerza aplicada sea igual en ambas ruedas de cada eje,* para que no se produzcan bandazos laterales, y que esté adecuadamente repartida entre los dos ejes (según las características del vehículo) para que la eficacia sea máxima.

Antes de proceder a las pruebas de la eficacia en el frenado debe revisarse el estado y desgaste de los neumáticos, así como la presión de inflado ya que, como se sabe, influyen grandemente en la eficacia de los frenos.

9.2.1 *Pruebas de frenado en carretera*

Para esta prueba debe elegirse una carretera cuyo pavimento esté en buen estado, o una pista de pruebas si se tiene la posibilidad de disponer de ella.

Con el vehículo a poca velocidad se frena varias veces para observar el buen comportamiento de los frenos y que éstos obedecen correctamente al mando. Si la prueba es positiva, se pone el vehículo a una velocidad *(v)* determinada (unos 80 km/h) y se frena enérgicamente hasta detenerlo, controlando el espacio recorrido desde que se aplicó el freno.

Conocido el espacio recorrido *(e)* en el frenado y aplicando la fórmula estudiada para determinar la distancia de parada, se obtiene para la eficacia de los frenos:

$$E = \frac{v^2}{e \cdot 254} \text{ en } \% \qquad [9.1]$$

EJERCICIO RESUELTO

Problema 1

Si la velocidad de marcha de un vehículo es de 80 km/h y el espacio recorrido en el frenado es de 35 m, calcular la eficacia de frenado de ese vehículo.

Solución:

$$E = \frac{v^2}{e \cdot 254} = \frac{80^2}{35 \times 254} = 0{,}72 = 72 \ \%$$

La prueba debe realizarse varias veces a distintas velocidades, comprobando que la eficacia obtenida es la misma con ligeras variaciones. Si al finalizar las pruebas la eficacia obtenida es igual o mayor al 75 %, indica que los frenos responden correctamente. Si la eficacia es igual o menor al 50 % indica que el reglaje de zapatas está mal hecho, los ferodos están muy desgastados, o que el sistema es inadecuado al vehículo.

9.2.2 *Prueba de frenado con el decelerómetro*

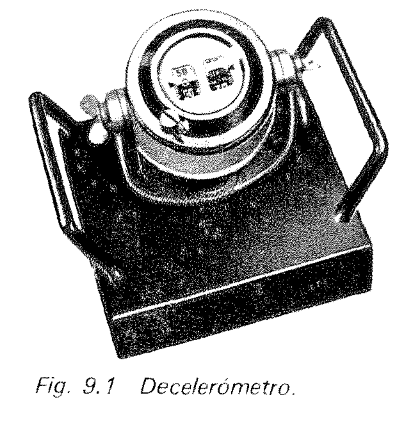
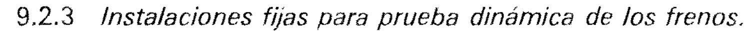


Fig. 9.1 Decelerómetro.

Este aparato de fabricación inglesa (fig. 9.1) se emplea para medir la eficacia de los frenos en carretera y la distancia de parada desde que se aplica el freno hasta que el vehículo se detiene por completo. Su funcionamiento se basa en la fuerza de inercia que aparece en el vehículo cuando disminuye de velocidad por la acción del freno y su acción es tanto más enérgica cuanto mayor es la deceleración producida.

— *Constitución.* Su mecanismo está formado por un péndulo que reacciona en función de la fuerza de inercia y mueve unas escalas visibles por la parte superior del aparato. La escala de la izquierda (fig. 9.1) indica la distancia en metros que tarda en detenerse totalmente el vehículo y la escala de la derecha mide la eficacia de frenado en %. El dispositivo lleva además un mando de bloqueo para frenar o dejar libre la escala deseada y un mando para volver las escalas a la posición de cero.

— *Funcionamiento.* Para realizar las pruebas de frenado, el aparato no precisa instalación alguna; se coloca simplemente en el interior del vehículo sobre el piso y se gradúan las escalas a cero. Se pone el vehículo a una velocidad determinada y se frena enérgicamente. La deceleración producida provoca una fuerza de inercia en el péndulo que hace mover las escalas, pudiéndose leer directamente sobre ellas la distancia de parada y la eficacia de los frenos.



9.2.3 *Instalaciones fijas para prueba dinámica de los frenos.*

Estos equipos, conocidos con el nombre de *frenómetros* y que se instalan en los talleres de servicio (fig. 9.2), permiten realizar las pruebas de eficacia de los frenos con toda exactitud, obteniendo un control rápido y preciso de la fuerza de frenado aplicada a cada rueda.

Las ventajas obtenidas con estos equipos son las siguientes:

— Elimina las pérdidas de tiempo y los peligros de efectuar las pruebas por carretera, por las dificultades cada vez mayores debido a la circulación.
— Las pruebas no son alteradas por la variación en el estado de la carretera y las condiciones climatológicas.
— Efectúa con precisión la prueba general de frenos, incluido el de mano.
— Se obtiene con independencia la eficacia de frenado para cada rueda del vehículo.
— Permite localizar rápidamente los fallos en cada una de las ruedas para su diagnóstico.
— Permite realizar con toda precisión el reglaje de los frenos, actuando en el ajuste para que la fuerza de frenado sea idéntica en las dos ruedas de cada eje.

— *Características del equipo.*

El conjunto está formado (fig. 9.2) por dos rodillos giratorios destinados a recibir por separado las dos ruedas de cada eje, movidos cada uno de ellos por un potente motor eléctrico. Estos rodillos van unidos mecánicamente a un tablero de control con dos (fig. 9.3) o cuatro medidores (fig. 9.4) según el uso. Estos medidores indican para cada rueda el valor de esfuerzo realizado para detener el frenado del vehículo.

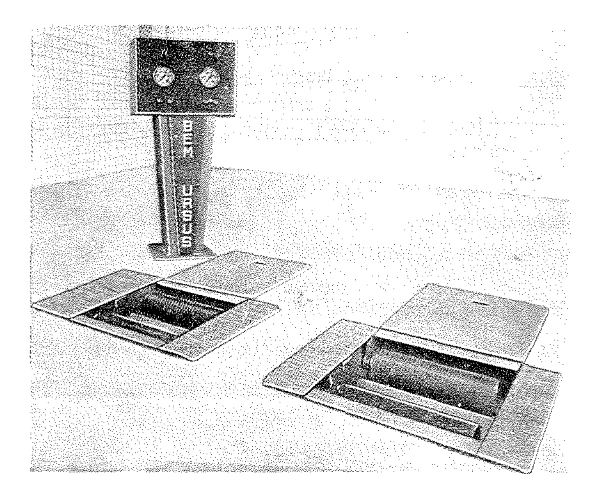
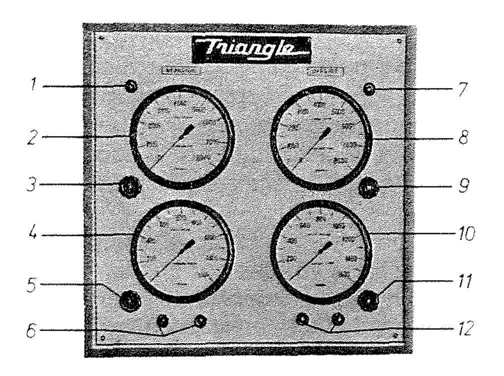


Fig. 9.2 Equipo para pruebas de frenado.



Fig. 9.3



1-7 luz indicadora deslizamiento rueda
2-8 medidores para vehículos pesados
4-10 medidores para vehículos de turismo
3-5-9-11 válvulas de cierre
6-12 interruptores de paro y puesta en marcha

Fig. 9.4 Cuadro de control.

— *Pruebas del frenado.*

Para efectuar las pruebas de frenado se colocan las ruedas de cada eje sobre los rodillos. Al poner en marcha el equipo, los rodillos arrastran a las ruedas a una velocidad medida que se lee en el cuentakilómetros del vehículo. Al pisar los frenos se produce una reacción en los rodillos que se transmite a los relojes medidores del cuadro, los cuales indican sobre la escala graduada el valor correspondiente a cada rueda de la fuerza en kgf efectuada para detener los rodillos y que debe ser idéntica para las dos ruedas.

La diferencia de lectura en los relojes determina la irregularidad en el frenado, lo que permite hacer los reglajes necesarios para que la fuerza de frenado sea igual en ambas ruedas.

Conocida la fuerza total de frenado en las cuatro ruedas y conociendo el peso del vehículo, se puede determinar la eficacia de los frenos por medio de la fórmula ya conocida:

$$e = \frac{F}{P} \qquad [9.2]$$

9.3 Diagnóstico de averías

Consiste en someter al vehículo a un corto recorrido por carretera y observar el comportamiento de los frenos, determinando en función de los fallos observados la avería de los mismos.

9.3.1 *Circuitos sin servofreno*

Los síntomas de avería que pueden presentarse en los circuitos de freno hidráulicos son los siguientes:

1. *Elasticidad en el pedal.*

Este defecto se caracteriza por un mayor recorrido en el pedal por defecto de presión al efectuar la frenada y se produce por las siguientes causas:

— Aire en las canalizaciones debido a un mal purgado de frenos.
— Entrada de aire en la bomba debido al mal estado de los retenes.
— Utilizar líquido de frenos inadecuado al sistema.

2. *Excesiva carrera del pedal.*

Se caracteriza por un excesivo recorrido libre en el pedal y que se produce generalmente por las siguientes causas:

— Juego excesivo entre la varilla de mando y el émbolo de la bomba.
— Separación excesiva entre la zapata y el tambor producido por un mal reglaje o estar los forros desgastados.

3. *Pedal demasiado duro.*

Este defecto se debe en general a las siguientes causas:

— Eje de la palanca agarrotado por falta de engrase.
— Anclaje de zapatas mal ajustado.
— Canalizaciones obstruidas.
— Pedal sin recorrido libre por excesivo reglaje en las zapatas.

4. *Roce continuo en una o varias ruedas.*

Se debe en general a una aproximación excesiva de las zapatas o pastillas de freno. En los frenos de tambor por un excesivo reglaje o por tener los muelles de retroceso débiles. En los frenos de disco al no retroceder el pistón lo suficiente para soltar los frenos, debido a estar la goma del retén deteriorada.

5. *Los frenos quedan bloqueados al soltar el pedal.*

Este defecto se debe principalmente a las siguientes causas:

— Orificio de compensación de la bomba obstruido.
— El émbolo de bomba no retrocede por estar el muelle defectuoso o débil.
— Guarniciones de la bomba descompuestas por presencia en el líquido de frenos de petróleo, gasolina, etc.
— Muelles de retroceso en las zapatas demasiado débiles o rotos.
— Cilindros de freno agarrotados.

6. *Frenos desequilibrados.*

Este defecto se pone de manifiesto por la tendencia del vehículo a irse de lado al frenar. Se produce por las siguientes causas:

— Pérdida de líquido en uno de los bombines de la rueda.
— Reglaje incorrecto de los frenos en una de las ruedas.
— Bombín de la rueda agarrotado.

7. *Baja eficacia de frenado.*

Este defecto se pone de manifiesto en las pruebas de frenado, y se caracteriza por un excesivo recorrido del pedal para pequeños esfuerzos de frenado y una excesiva distancia de parada con el pedal pisado a fondo.

Las causas de esta baja eficacia en el frenado, son las siguientes:

— Pérdida de líquido en algún punto del circuito.
— Aire en las canalizaciones.
— Falta de líquido en el depósito.
— Frenos mal ajustados.
— Ferodos muy desgastados o de mala calidad.

9.3.2 *Circuitos con servofreno*

Además de las averías que se pueden producir en los elementos comunes a ambos circuitos, están las propias averías producidas por el fallo de funcionamiento en el servofreno y que son las siguientes:

1. *El vehículo no ralentiza sin usar los frenos.*

Esta avería es originada por una toma de aire en el circuito de vacío, producida generalmente por defecto de cierre en la junta del tambor o en la válvula de aire.

2. *El vehículo no ralentiza correctamente al frenar.*

La avería se localiza en la válvula de aire originada por defecto de cierre en la misma.

3. *En el vehículo no deja de actuar el freno.*

Esta avería, inherente al servofreno, es debida a las siguientes causas:

— Rotura o defecto en el muelle de retroceso del tambor.
— Válvula de retención estropeada.

4. *Dureza en el pedal.*

Como en el caso anterior los defectos de dureza en el pedal debidos a fallos de funcionamiento del servofreno, se deben a las siguientes causas:

— El vacío no es correcto, por una mala colocación de la toma de vacío en el carburador o calderín de vacío.
— Válvula de cierre en el cilindro hidráulico atascada o deteriorada.
— Goma del retén del cilindro hidráulico deteriorada.

9.4 **Revisión y puesta a punto de los frenos**

La revisión y puesta a punto del circuito de frenos consiste en verificar todos y cada uno de los elementos que componen el sistema con el objeto de asegurar su perfecto funcionamiento, o comprobar, según la causa de avería diagnosticada, el elemento o elementos afectados que originan el fallo de los frenos.

9.4.1 *Depósito del líquido de los frenos*

Comprobar que el tapón de cierre no está obstruido y que el nivel del líquido es el correcto, debiendo alcanzar por lo menos las 3/4 partes del mismo.

Si hay que cambiar el líquido de los frenos, comprobar que no existen impurezas en el interior del depósito; es conveniente limpiarlo cuidadosamente para eliminar el eventual poso de suciedad que haya podido quedar depositado en el fondo. El líquido empleado debe ser el prescrito en las características del vehículo.

En la operación de limpieza, procurar no mezclar el líquido de freno con otras sustancias, ya que además de variar las características del mismo, las sustancias introducidas pueden dañar seriamente los retenes y latiguillos de goma en contacto con el líquido.

9.4.2 *Canalizaciones*

Comprobar que las tuberías metálicas están en perfecto estado, es decir, sin abolladuras ni grietas y que están alejadas de los lugares donde el motor produce calor.

Comprobar que los latiguillos de goma no están en contacto ni impregnados de aceite o grasa mineral, ya que estos productos ejercen una acción disolvente sobre la goma.

Verificar que las abrazaderas de anclaje de las tuberías están bien sujetas y apretadas. Su eventual aflojamiento provoca vibraciones, con el peligro de que se suelten o se rompan. Durante el apretado no producir torsiones anormales que podrían deteriorar los tubos.

Comprobar las posibles fugas en el circuito, que se ponen de manifiesto por medio de manchas de líquido situadas alrededor de la zona de fuga, o por la salida directa del líquido al accionar la bomba.

Si existe obstrucción en alguna de las canalizaciones, desmontar sus extremos y limpiarla con aire a presión.

Siempre que se efectúe cualquier reparación en el circuito debe realizarse, a continuación, un purgado de los frenos para eliminar el aire interior.

9.4.3 *Bomba de freno y bombines de rueda*

Para verificar estos elementos hay que desmontarlos del vehículo y, una vez despiezados, realizar las siguientes operaciones:

— Comprobar que la superficie interior del cuerpo de bomba y los bombines no presentan asperezas ni señales de oxidación. En caso de oxidación superficial, eliminarla con lija muy fina bañada en aceite, procurando no disminuir el diámetro de los mismos.

— Los émbolos no deben estar rayados ni tener síntomas de agarrotamiento; en caso contrario deben sustituirse.

— Comprobar que las gomas y retenes están en buen estado; si se notan pegajosas al tacto deberán cambiarse. Generalmente, cuando se desmontan estos elementos para su revisión, es conveniente sustituir las gomas y retenes aunque estén en buen estado.

— Comprobar la válvula de salida y retorno de la bomba, así como el muelle de retroceso. En caso de duda de su buen estado, es conveniente cambiar el elemento afectado.

— Antes de proceder al montaje de la bomba y de los bombines, realizar una limpieza de todos sus elementos con líquido de frenos y secarlos con aire a presión. Durante el montaje impregnar los elementos con líquido de frenos limpio, cuidando de que las piezas ocupen la misma posición que tenían antes de desmontarlas.

— Una vez montada la bomba en su posición de funcionamiento en el vehículo, realizar el reglaje entre la varilla de mando y el pistón por medio de una galga de 1,5 mm.

9.4.4 *Zapatas y pastillas de freno*

— Comprobar que los ferodos de las zapatas o pastillas de freno no están sucias ni impregnadas de aceite. Si están sucias, lavarlas con aguarrás y limpiarlas con un cepillo metálico; a continuación se secan con aire a presión. Si están manchadas de aceite, cambiar los forros o pastillas y comprobar el retén de la rueda que, probablemente, estará en mal estado, cambiándolo si es necesario.

— Comprobar los muelles de retroceso, que deben actuar perfectamente al soltar la presión en el bombín.

— Comprobar que las zapatas no están defectuosas ni presentan inicios de rotura; en este caso deben cambiarse.

— Verificar el desgaste en los ferodos cambiando los forros antes de que los remaches afloren a la superficie. Los forros sin remaches o pastillas de freno se deben cambiar cuando su espesor sea inferior a 1,5 mm.

Siempre que haya que cambiar los forros o pastillas de freno, conviene hacerlo en las dos ruedas del mismo eje, para que el frenado sea equilibrado.

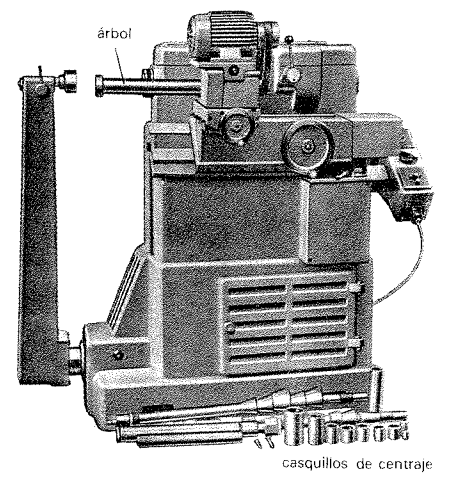


Fig. 9.5 Torno para rectificado de tambores y discos de freno.

9.4.5 *Tambores y discos de freno*

Se debe comprobar que las superficies de rozamiento del tambor y del disco no están rayadas ni ovaladas, en cuyo caso hay que rectificar estas superficies. Durante el torneado y rectificado hay que tener en cuenta que el máximo material a quitar es de 0,5 mm; por tanto, si al medir el alabeo o la profundidad de las rayas es mayor, conviene sustituir el tambor o disco por otro nuevo.

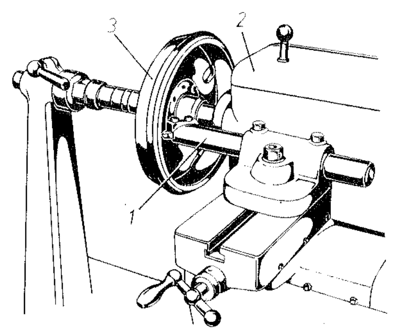
9.4.5.1 *Torneado y rectificado de los tambores*

La operación de recuperación de los tambores debe realizarse en primer lugar en un torno provisto de un árbol con casquillos de centraje (fig. 9.5). En su montaje hay que poner la máxima atención en el centrado ya que, de lo contrario, el tambor o disco quedaría desequilibrado.

En la figura 9.6 puede verse el detalle de montaje durante el torneado del tambor.

Después de tornear el tambor es necesario efectuar un *lapeado* o rectificado de gran precisión sobre el mismo torno (fig. 9.7). Esta operación se realiza con sectores abrasivos de grano muy fino y tiene por objeto eliminar las asperezas que ha producido el torneado. Téngase presente el valor máximo admitido por el fabricante para el diámetro interior del tambor, y que no debe ser superado después del torneado y del lapeado.

El repaso de los forros de las zapatas se efectúa como se indica en la figura 9.8. Una vez rectificado el tambor o el disco, se verifica su concentricidad haciéndolo girar y comprobándolo por medio de un comparador de reloj.



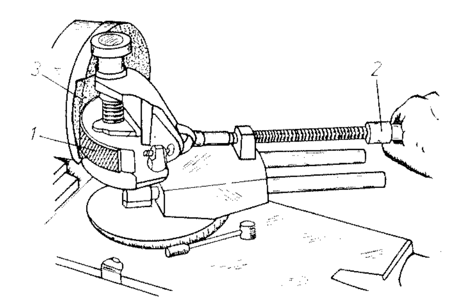
1 herramienta
2 torno
3 tambor de freno

Fig. 9.6 Torneado del tambor y disco de freno.

9.4.5.2 *Centrado y reglaje de las zapatas*

Si se han desmontado las zapatas de los frenos para su separación o sustitución, al efectuar nuevamente el montaje sobre el plato hay que verificar su centraje. Para ello se monta el tambor y se mide por las ventanas del plato, la distancia o separación a que quedan los forros de la superficie de rozamiento.

Esta separación, medida con una galga de espesores, deberá ser para los frenos de ejes excéntricos (fig. 9.9) de 0,25 mm en la zona de accionamiento y de 0,10 mm en la zona de giro.



1 forros
2 varilla roscada de accionamiento del carro
3 muela

Fig. 9.8 Repaso de los forros.

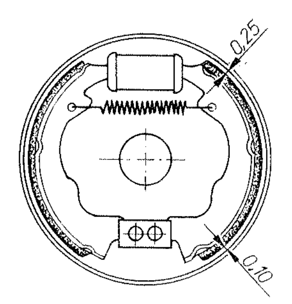
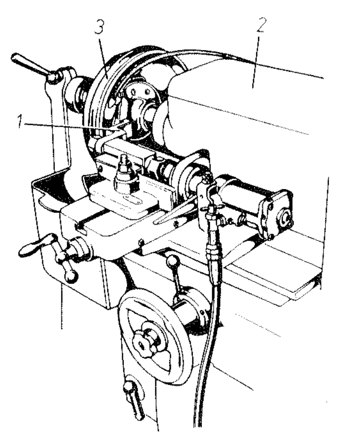


Fig. 9.9 Separación de las zapatas y el tambor.



1 lapeador
2 torno
3 tambor de freno

Fig. 9.7 Lapeado del tambor de freno.

Para efectuar el reglaje o aproximación de las zapatas al tambor, se actúa (figura 9.10) por la parte exterior del plato sobre las excéntricas o mecanismos de regulación.

Esta operación se realiza levantando con el gato el eje correspondiente para dejar las ruedas libres de movimiento. Se giran las excéntricas hasta que las zapatas hagan tope con el tambor y luego se gira en sentido contrario un cuarto de vuelta, aproximadamente, hasta que la rueda quede liberada en su giro.

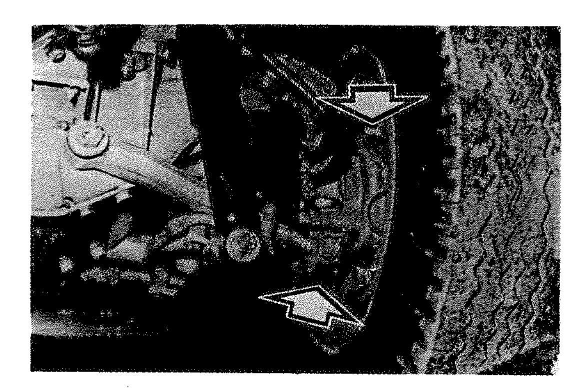


Fig. 9.10

Realizar la misma operación en la otra rueda, teniendo en cuenta que el ángulo girado en las excéntricas de ambas ruedas debe ser el mismo, aunque una de ellas libere antes que la otra. Esto se hace con el fin de que el frenado sea igual y equilibrado en ambas ruedas. Se recomienda realizar este reglaje cada 20 000 km.

En los frenos de disco y en los frenos de tambor con dispositivo automático de reglaje, no es necesario realizar esta operación.

El reglaje del freno de mano se efectúa después de haber realizado el reglaje anterior.

9.4.6 *Comprobación del servofreno*

Las comprobaciones a realizar en el servofreno son las siguientes:

- Prueba de vacío.
- Prueba de presión hidráulica.
- Pruebas de funcionamiento.

Estas pruebas se verifican en un banco de pruebas específicas para servofrenos como el que aparece en la figura 9.11.

9.4.6.1 *Prueba de vacío*

Para realizar este ensayo, se intercala en la canalización de vacío (fig. 9.12) una *llave de paso* y un *vacuómetro.*

Se aplica un vacío de 500 mm de Hg al servofreno y se cierra la llave de paso, comprobando que la pérdida de vacío es inferior a 25 mm de Hg en 20 segundos. Si la pérdida fuera mayor comprobar la junta del tambor, la válvula de aire o la junta de la válvula.

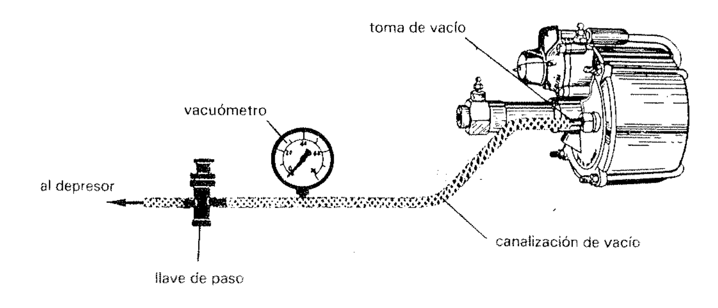


Fig. 9.12 Prueba de vacío.

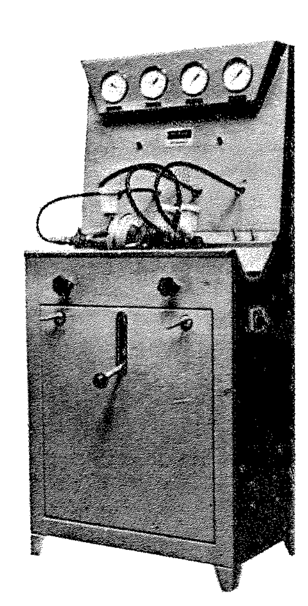


Fig. 9.11 Banco para pruebas de servofrenos (Bendix).

9.4.6.2 *Prueba de presión hidráulica*

Se coloca entre la salida de la bomba y la entrada al servofreno (fig. 9.13) un *manómetro* de escala 0-3 kgf/cm^2 y se da presión a la bomba hasta conseguir en el manómetro una presión de 1 kgf/cm^2. Mantenida esta presión durante 60 segundos no debe haber pérdida de presión.

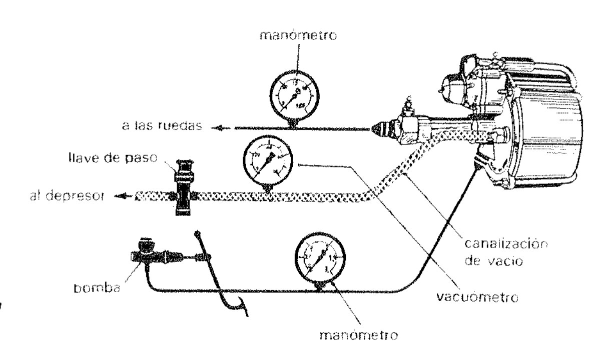


Fig. 9.13 Prueba de presión hidráulica.

Se coloca a la salida del servofreno otro *manómetro* de escala 0-150 kgf/cm² y se da presión a la bomba hasta conseguir una presión en este manómetro de 125 kgf/cm². Comprobar que en 20 segundos la presión se mantiene por encima de los 115 kgf/cm².

Si en cualquiera de las pruebas las pérdidas de presión fueran superiores a las indicadas, comprobar la junta del retén del cilindro hidráulico, la válvula de accionamiento y la varilla de empuje.

9.4.6.3 *Pruebas de funcionamiento*

Las pruebas de funcionamiento a realizar en el servofreno son las siguientes:

1. *Pérdida de vacío.*

Para esta prueba se intercala en la canalización de vacío (fig. 9.14) una llave de paso y un vacuómetro, cerrando a su vez la salida de líquido en el cilindro hidráulico por medio de una *llave de paso.*

Se aplica un vacío de 500 mm de Hg y se cierra a continuación la llave de paso. Al pisar el pedal del freno, el vacío no debe bajar de los 475 mm de Hg en 20 segundos; en caso contrario, comprobar la válvula de vacío y el retén del tambor.

2. *Punto de funcionamiento.*

Para esta prueba se intercala entre la bomba y el servofreno (fig. 9.15) un manómetro de escala 0-10 kgf/cm² y otro igual a la salida del cilindro hidráulico.

Al dar presión a la bomba y hasta alcanzar los 5 ó 7 kgf/cm² (según el tipo), la presión en ambos manómetros debe ser la misma. A partir de esa presión la diferencia entre ellos debe iniciarse aumentando a la salida del cilindro hidráulico, indicando que ha empezado a funcionar el servofreno. Si se inicia antes o después, indica que la válvula de aire está mal tarada.

3. *Presión resultante.*

Se intercala entre la bomba y el servo (fig. 9.16) un manómetro de escala 0-75 kgf/cm² y otro de escala 0-100 kgf/cm² a la salida del cilindro hidráulico.

Se aplica un vacío de 500 mm de Hg y una presión a la bomba de 15 a 25 kgf/cm². En estas condiciones de funcionamiento, la presión a la salida del servo debe estar comprendida entre 40 y 50 kgf/cm² según el tipo.

4. *Prueba de desfrenaje.*

Para esta prueba, se introduce por el racor de engrase (fig. 9.16) una varilla hasta que apoye en el plato.

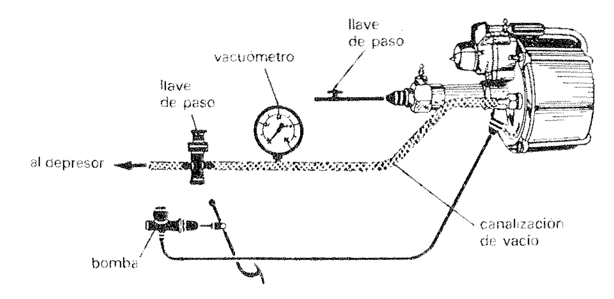


Fig. 9.14 Prueba de vacío en funcionamiento.

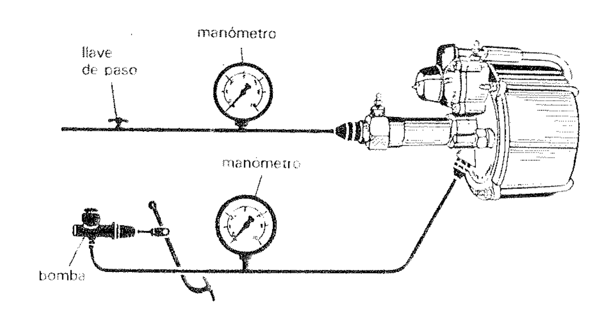


Fig. 9.15 Prueba del punto de funcionamiento.

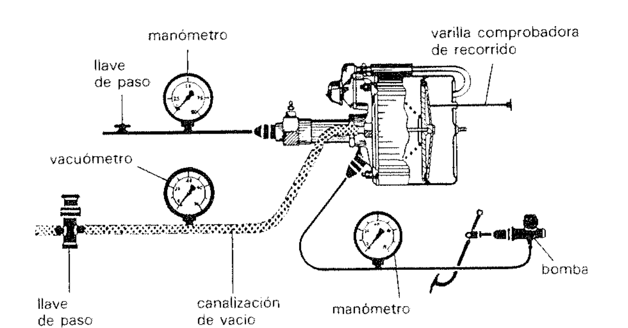
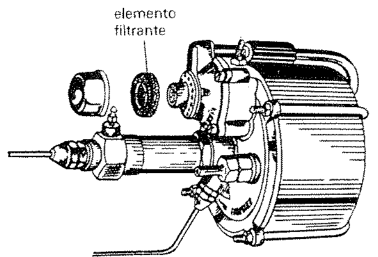


Fig. 9.16 Prueba de presión resultante y desfrenaje.



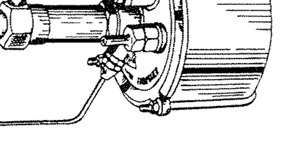


Fig. 9.17 Cambio de filtro.

Se da presión a la bomba para que avance el plato y la varilla apoyada en él; se suprime la presión en la bomba y se comprueba que la varilla retrocede al punto de partida, así como que la presión en el manómetro de salida desaparece.

9.4.6.4 *Entretenimiento del servofreno*

El entretenimiento del servofreno consiste simplemente en realizar periódicamente las siguientes operaciones:

1. Mantener limpio el filtro de aire de la válvula de admisión (fig. 9.17). Para ello debe desmontarse y limpiar el elemento filtrante con gasolina, secándolo a continuación con aire a presión.
2. Una o dos veces al año, introducir por el racor de engrase (fig. 9.18) unas gotas de aceite para engrase del tambor.

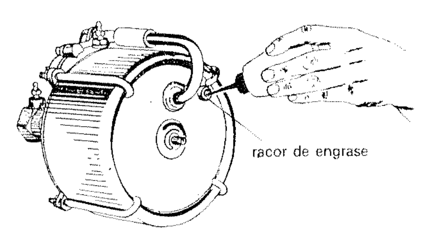


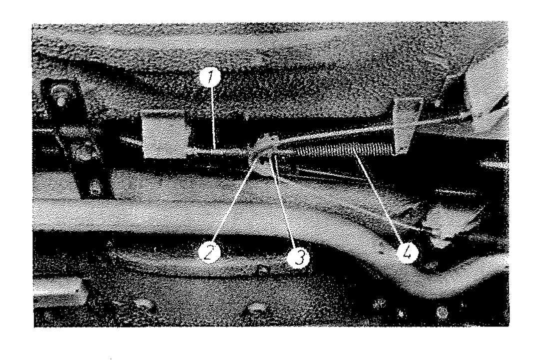
Fig. 9.18 Engrase del tambor en el servofreno.

9.4.7 *Revisión y ajuste del freno de mano*

Esta operación consiste en comprobar el estado y deslizamiento del cable en su funda, así como el estado del trinquete y los muelles de retroceso.

El ajuste del freno de mano debe realizarse siempre después de efectuado el reglaje de los frenos traseros y consiste en lo siguiente:

Tirar de la palanca del freno de mano hasta que la uñeta acoplada a la palanca del freno de mano salte tres o cuatro dientes sobre el trinquete. Tensar a continuación el cable actuando sobre la tuerca de reglaje (fig. 9.19), hasta que no pueda girarse más con la mano y bloquear a continuación la tuerca tensora con la contratuerca.



1 tirante
2 horquilla
3 tuerca y contratuerca
4 muelle de retroceso del tirante

Fig. 9.19 Ajuste del freno de mano.

9.5 **Purgado del circuito de frenos**

Esta operación consiste en eliminar el aire que pueda existir en las canalizaciones y demás elementos del circuito. Debe realizarse siempre que se haya desmontado algún elemento para su comprobación o reparación.

9.5.1 *Purgado del servofreno*

Para el purgado del servofreno se deben realizar las pruebas siguientes:

— Comprobar, en primer lugar, que el depósito del líquido está lleno y mantenerlo lleno durante las operaciones de purgado.

— Dar presión a la bomba y aflojar el purgador situado en el cilindro hidráulico (fig. 9.20) hasta que el líquido fluya por él. Repetir la operación varias veces hasta que el chorro de líquido salga libre de burbujas, apretando nuevamente el purgador.

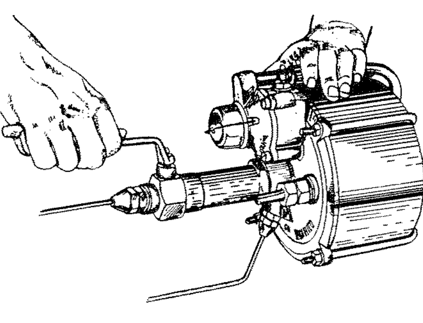


Fig. 9.20 Purgador 1.

— Realizar la misma operación sobre el purgador situado en la válvula de mando (fig. 9.21) y rellenar el depósito del líquido de frenos.

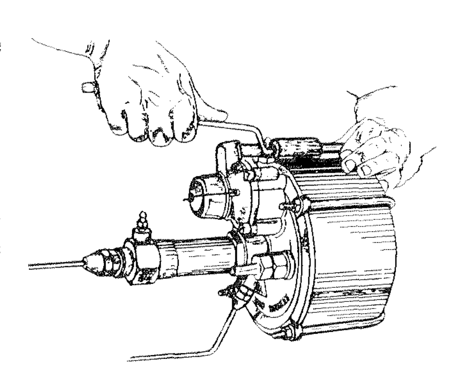
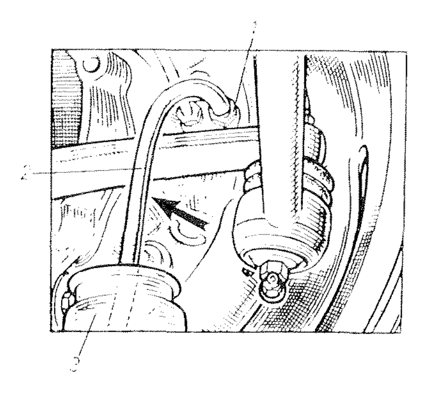


Fig. 9.21 Purgador 2.

9.5.2 *Purgado de los frenos*

Esta operación se realiza (fig. 9.22) acoplando un tubo flexible de plástico (1) en el purgador del bombín (2) de la rueda e introduciendo el otro extremo en un recipiente (3) con líquido de frenos. La operación se realiza igualmente utilizando el vaso sangrador Krafft (fig. 9.23) preparado para tal fin.



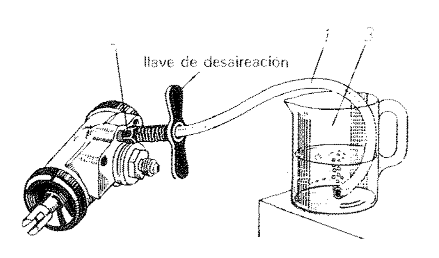


Fig. 9.22 Purgado de los frenos.

Comprobar que el depósito de líquido está lleno y aflojar el purgador correspondiente. Pisar a continuación el pedal de freno de forma que baje rápidamente y suba lento, realizando esta operación varias veces hasta que el líquido fluya por el tubo sin burbujas; a continuación, y con el pedal pisado a fondo, apretar el purgador.

Repetir la operación sobre las cuatro ruedas comprobando, en cada una de ellas, que el depósito está lleno para que no entre aire en las canalizaciones. Terminada la operación, rellenar el depósito hasta el nivel indicado.

Si la revisión del circuito ha sido total o es necesario sustituir el líquido de frenos, conviene vaciar el circuito y limpiar con aire a presión. Llenar a continuación con el nuevo líquido hasta que salga por los purgadores; cerrar éstos con el pedal pisado a fondo y realizar el purgado de frenos.

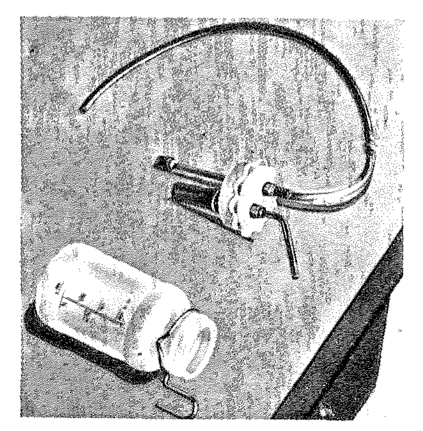


Fig. 9.23 Vaso sangrador Krafft.

CUESTIONARIO

9.1 ¿Cómo se comprueba la eficacia de los frenos y qué sistemas se emplean para ello?

9.2 Averías más frecuentes que suelen presentarse en los circuitos de freno hidráulicos y causas que las producen.

9.3 Indicar las averías de funcionamiento en el servofreno.

9.4 Comprobaciones a realizar en la bomba de frenos y bombines.

9.5 Comprobaciones a realizar en el servofreno.

9.6 ¿Cómo se efectúa el reglaje en los frenos de tambor?

9.7 ¿Cómo se efectúa el purgado de frenos en un circuito hidráulico con servofreno?

9.8 ¿Cómo se efectúa el ajuste y reglaje del freno de mano?

10. Estudio de las ruedas



OBJETIVOS

— *Establecer la misión e importancia que tienen las ruedas en el desplazamiento del vehículo.*
— *Conocer los diferentes tipos de llantas y neumáticos empleados en los vehículos.*
— *Conocer cómo están fabricadas las cubiertas y los materiales empleados en las mismas.*
— *Establecer las características mecánicas y dinámicas de los neumáticos, así como su comportamiento en carretera.*
— *Analizar las causas de averías en las ruedas.*

EXPOSICIÓN DEL TEMA

10.1 Conjunto de la rueda

Fig. 10.1

Las *ruedas de un vehículo* (fig. 10.1) constituyen el punto de apoyo para la transmisión del movimiento y para la acción de frenado. Cumplen, por tanto, la doble misión de soportar el peso del vehículo y posibilitar su desplazamiento.

Durante su funcionamiento están sometidas a esfuerzos constantes de aceleración y deceleración por frenado, así como a los esfuerzos que se producen en los cambios de dirección. Por tanto, deben ser fuertes y a la vez ligeras, con la suficiente flexibilidad para absorber los golpes y resistir los esfuerzos de deformación.

El conjunto (fig. 10.2) está formado por dos elementos básicos que se complementan entre sí en su montaje, y son: el disco o *rueda metálica* (1) y el *neumático* (2).



10.1.1 *Parte metálica de la rueda*

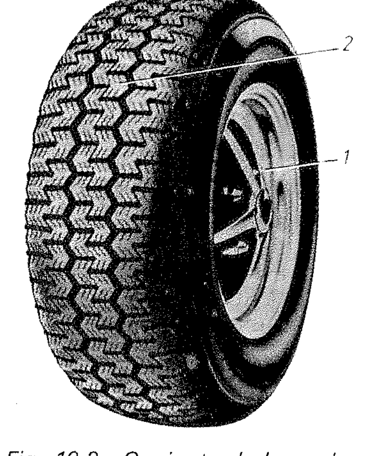


Fig. 10.2 Conjunto de la rueda.

Este elemento (fig. 10.3) está formado por la llanta (1) y el disco (2), que conjuntamente en una sola pieza constituyen la parte metálica de la rueda que se une al buje o tambor del vehículo (fig. 10.4A). Su misión es recibir directamente el movimiento de la transmisión y alojar mediante el perfil adecuado de su llanta a la cubierta.

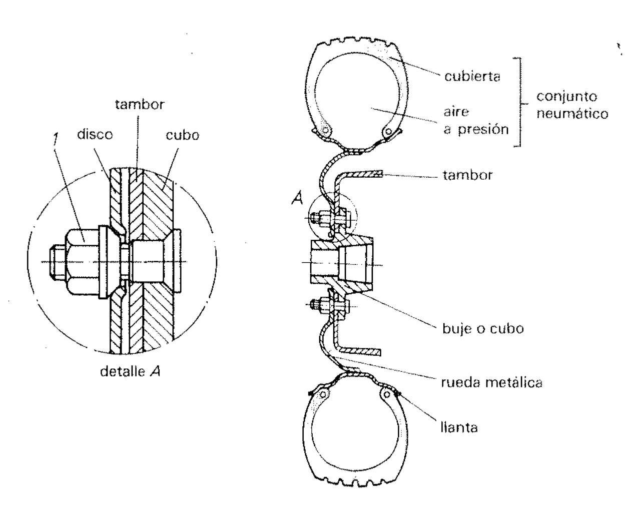


Fig. 10.4A Partes de una rueda.

Fig. 10.3 Parte metálica de la rueda.

10.1.2 *Neumático*

El conjunto llamado *neumático* está formado por la cubierta que se adapta a la llanta del disco, con cámara intermedia o sin ella, según el tipo, y su interior lleno de aire a presión, constituye el elemento elástico de la rueda y forma un cojín neumático, que es capaz de soportar la carga del vehículo que gravita sobre ella.

Tiene por misión proporcionar una buena superficie de contacto al terreno, elevado coeficiente de adherencia, absorber las pequeñas irregularidades del terreno y proporcionar gran ayuda a la suspensión del vehículo

10.1.3 *Montaje de las ruedas*

Las ruedas se unen al buje o al tambor (fig. 10.4A) por medio de *pernos,* que son los que transmiten principalmente los esfuerzos en la propulsión y frenado a las mismas. En las ruedas de disco los pernos se encuentran a una distancia bastante grande de la calzada y, debido a esta elevada longitud del brazo de palanca, reciben una elevada *solicitación* (fig. 10.4B).

Las *tuercas* o las *cabezas de los tornillos* pueden tener diversos sistemas de montaje (fig. 10.4C), pero todos ellos tienen por objeto centrar correctamente la rueda en el cubo. Los extremos de los orificios del disco de la rueda tienen asiento cónico o esférico y las tuercas o las cabezas de los tornillos presentan también una conicidad o asiento esférico en sus extremos para adaptarse a ellos. En ruedas de camiones se coloca, entre el disco y la tuerca, una *arandela elástica* contra el giro.

Fig. 10.4B Solicitación de los pernos de la rueda.

Estas tuercas o tornillos tienen que estar bien apretadas, por lo que es conveniente realizar una aproximación de apretado en cruz cuando la rueda aún está en el aire. Se aprietan de forma definitiva cuando la rueda descansa sobre el suelo. Para una mayor garantía conviene apretar los tornillos con una llave dinamométrica al *momento de torsión* establecido por el fabricante. Las tuercas y tornillos están construidos de acero templado de gran calidad para soportar los esfuerzos a que están sometidos.

10.1.4 *Cojinetes de las ruedas*

Un buen rodamiento del vehículo depende esencialmente de una correcta disposición de los *rodamientos de las ruedas;* estos elementos, tanto sean de bolas (figura 10.5A) como de rodillos cónicos (fig. 10.5B), presentan un coeficiente de rozamiento pequeño y admiten cargas elevadas.

Las ruedas motrices reciben, por lo general, la transmisión por medio de un semieje procedente de la toma de fuerza; en estos casos la rueda se apoya sobre uno o dos rodamientos de bolas (fig. 10.5A).

En el caso de vehículos semipesados se colocan ruedas con rodillos cónicos (fig. 10.5B) y en vehículos pesados o remolques que llevan doble rueda (fig. 10.5C) se montan dos rodamientos de rodillos cónicos dispuestos como indica la figura; es decir, sobre la prolongación del soporte tubular con objeto de no gravar el peso del vehículo sobre sus ejes. El cubo de la rueda se atornilla a la cabeza del propio eje.

Las ruedas directrices tienen siempre un cubo en el que se apoyan cojinetes de bolas (fig. 10.5A) o bien cónicos para cargas elevadas. Un retén de engrase (figura 10.5C) impide el acceso del aceite a los elementos de frenado.

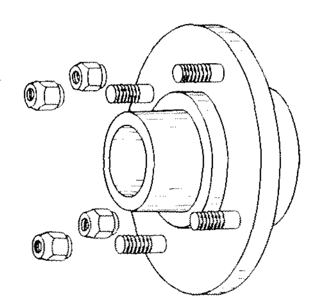
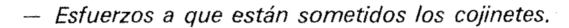


Fig. 10.4C Cubo de la rueda.



— *Esfuerzos a que están sometidos los cojinetes.*

Los cojinetes de las ruedas delanteras soportan, de forma especial en las curvas, *intensos esfuerzos axiales.* Esta presión lateral se acusa, no sólo en la dirección del vehículo, sino que también ocasiona un aumento de la holgura axial de los cojinetes, originando una

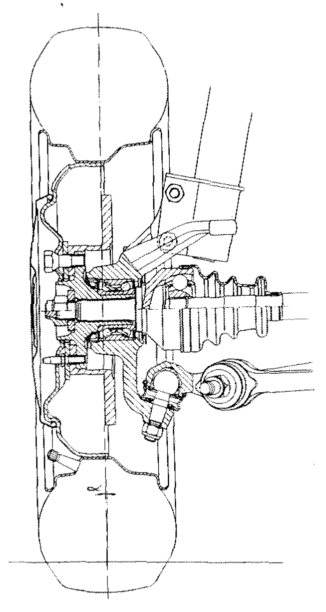


Fig. 10.5A

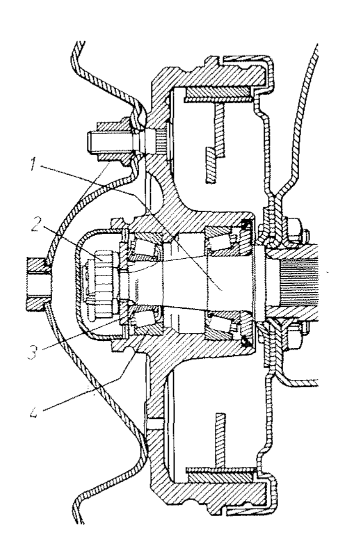


Fig. 10.5B

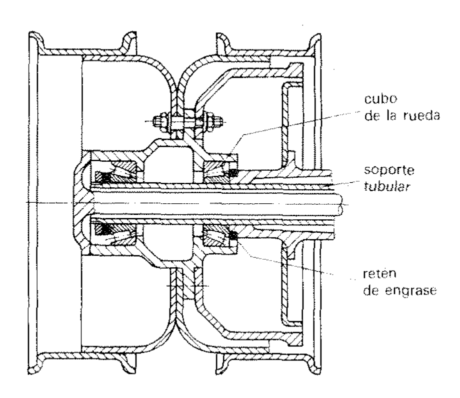


Fig. 10.5C Rodamientos de una rueda gemela.

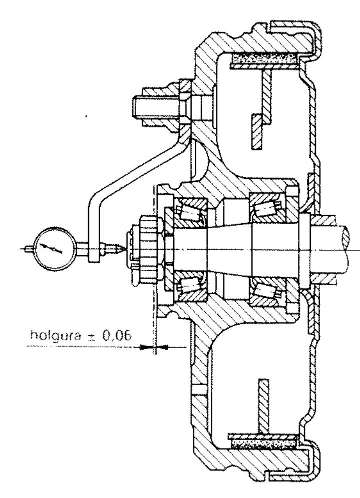


Fig. 10.5D Verificación del juego de los cojinetes.

marcha no uniforme del vehículo. Por esta razón, y debido a su forma constructiva, tanto los rodamientos de bolas como los de rodillos cónicos, absorben estas holguras e impiden el balanceo de las ruedas.

— *Corrección de la holgura de los cojinetes.*

Cuando exista *juego* se puede corregir éste mediante la tuerca (2) (fig. 10.5B) que va roscada en el extremo del buje (1) de la mangueta o eje. Al girar la tuerca desplaza axialmente la arandela (3) y ésta a la pista interior del rodamiento (4). La verificación del *juego axial* se puede realizar mediante el dispositivo indicado en la figura 10.5D.

— *Montaje y desmontaje de rodamientos.*

Si alguno de los cojinetes se encuentra inutilizado por falta de engrase, hay que cambiarlo. Para efectuar este cambio, el anillo interior del rodamiento sale con cierta facilidad, pero el anillo exterior, al estar fijo en el cubo, hay que sacarlo con la ayuda de un extractor una vez que se ha sacado el buje. En el montaje de un nuevo rodamiento hay que asegurarse que la pista exterior ajusta con cierta presión en el cubo de la rueda, y que tanto las superficies del cubo como las del buje están en perfectas condiciones.

10.2 **Rueda metálica**

Es el *componente metálico giratorio que soporta la carga* y está situado entre el neumático y el eje. Habitualmente es conocido con el nombre de *disco de rueda* (fig. 10.3).

Está formada por la *llanta* (1) —parte o zona donde se aloja, apoya y monta la cubierta para formar el conjunto neumático— y el *disco* (2) o centro de la rueda, que sirve de amarre al buje de transmisión del vehículo. También se puede decir que es el elemento de unión entre el cubo y la llanta. En algunos modelos se completa la rueda con un *embellecedor* (3), pero en la actualidad prácticamente está en desuso ya que el propio disco sirve de embellecedor. Su terminología, designación, marcado y unidades de medición puede verse en la norma UNE 26 291-80.

10.2.1 *Clasificación de las ruedas*

Según el empleo a que van destinadas las ruedas pueden ser:

— *Rueda simple.* Cuando está formada por una sola rueda (fig. 10.5A), montada en el eje de giro.

— *Ruedas gemelas.* Es el conjunto formado por dos ruedas (fig. 10.5C) montadas sobre el mismo eje de giro. Su misión es repartir entre ambas la carga suspendida sobre el eje para aminorar los esfuerzos del neumático.

10.2.2 *Tipos de ruedas metálicas*

Las ruedas se fabrican en materiales de acero estampado o de *aleación ligera.* Según la forma de enlace entre la llanta y el buje de amarre, las ruedas se clasifican en:

— Ruedas de disco.
— Ruedas de radios.

10.2.2.1 *Rueda de disco en acero estampado*

Esta rueda (fig. 10.6A) está formada por la combinación permanente de dos piezas que reciben el nombre de *llanta* (5) y *disco* (6) fabricadas en chapa de acero construidas por laminado o estampado. Estas dos piezas van unidas entre sí (figura 10.6B) por medio de remaches (fig. 10.6B-1), por medio de soldadura por arco (fig. 10.6B-2) o por soldadura por puntos (fig. 10.6B-3) para formar un conjunto único. Otras veces, la unión se hace por medio de una operación llamada *engatillado* (fig. 10.6B-4).

1. *Forma y características de los discos.*

Los discos empleados en este tipo de ruedas (fig. 10.7) se fabrican con un *perfil* adecuado para el amarre y posicionado correcto de la rueda con respecto al vehículo. En él se distinguen las siguientes zonas que caracterizan al disco.

— *Zona de amarre.* Es la zona central del disco o superficie de apoyo para la sujeción de la rueda al buje. En esta zona (fig. 10.6A) van situados un agujero cen-

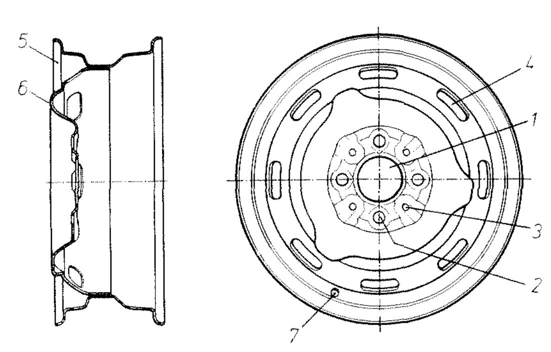


Fig. 10.6A Rueda de disco en acero estampado.

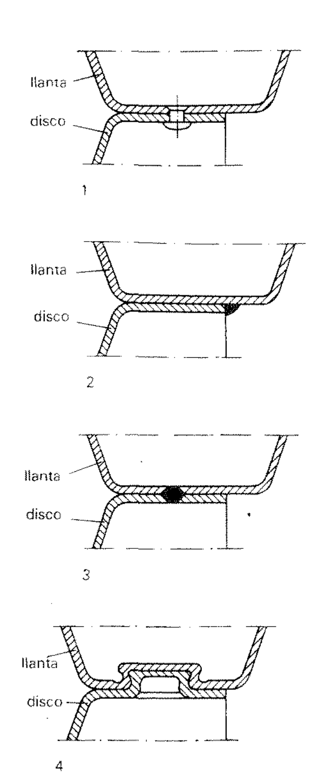


Fig. 10.6B Formas de unión entre disco y llanta.

tral (1) para dar paso al cubo del buje y una serie de taladros radiales (2) concéntricos con el agujero central (1) para el amarre de la rueda. También concéntricos con el orificio central y situados entre los orificios de fijación (2), van situados una serie de taladros (3) que sirven para el centrado y posicionado de la rueda en el buje.

— *Forma del perfil o bombeo.* La distancia correspondiente entre la zona central de amarre (fig. 10.7) y el plano longitudinal medio de la llanta, se conoce como *bombeo* del disco.

Según el posicionado de la superficie central de amarre con respecto al eje central medio de la rueda, el bombeo puede ser: *positivo, negativo* y *nulo.* El *bombeo es positivo* (fig. 10.7A) cuando la zona de amarre está situada desplazada y hacia el exterior de la rueda con respecto a la línea central de la misma.

El *bombeo es negativo* (fig. 10.7B) cuando la zona central de amarre está situada hacia el interior de la línea central de la rueda.

Por último, se conoce como *bombeo nulo* (fig. 10.7C) cuando la línea central o de simetría de la rueda coincide con la cara de apoyo del disco.

— *Ruedas para camiones.* Los discos de estas ruedas (fig. 10.7D) suelen tener un *perfil plano* para facilitar el amarre a las ruedas gemelas. En el montaje de ruedas simples, el bombeo es siempre positivo, pero cuando se acoplan en ruedas gemelas (fig. 10.7E) el bombeo de la exterior resulta negativo.

El bombeo en estas ruedas es suficiente para que cuando se monten ruedas gemelas, quede el espacio suficiente entre los neumáticos.

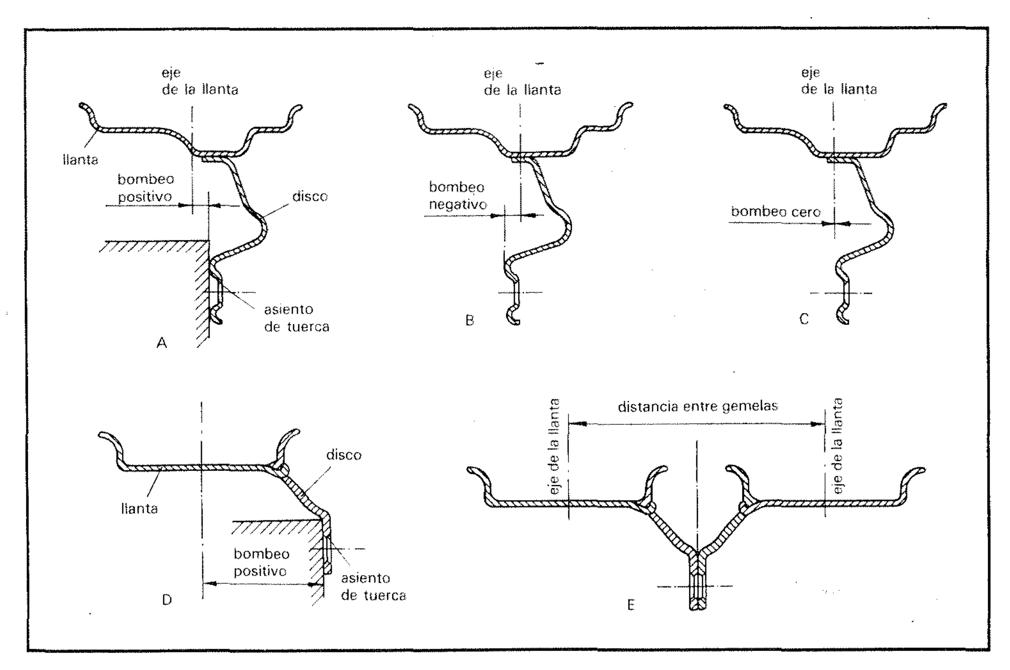


Fig. 10.7 Forma y características de los discos: A, *perfil simple y bombeo positivo para turismos;* B, *perfil simple y bombeo negativo para turismos;* C, *perfil simple y bombeo nulo para turismos;* D, *perfil simple y bombeo positivo para camiones;* E, *perfil de ruedas gemelas para camiones.*

— *Ventajas de ventilación.* Algunos discos de rueda (fig. 10.8) llevan situadas en la periferia, próximas a la zona de unión con la llanta, una serie de ventosas cuyo objeto es facilitar la refrigeración del tambor o disco de freno.

— *Orificios para el paso de válvula.* Es la abertura (7) practicada en la llanta (fig. 10.6A) para dar acceso a la válvula de inflado del neumático. Algunas llantas disponen de dos orificios diametralmente opuestos, lo que facilita el equilibrado de la rueda y a la vez prevé un doble acceso para el paso de la válvula.

2. *Empleo de este tipo de ruedas.*

Estas ruedas de disco en acero estampado son las más empleadas en la actualidad por su bajo precio y fácil fabricación en grandes series. Su estructura rígida es relativamente ligera y resistente a los golpes.

10.2.2.2 *Ruedas de aleación ligera*

Estas ruedas (fig. 10.9A) se fabrican de una sola pieza en *fundición aleada de aluminio* y *magnesio.* Debido a su menor peso, permiten mayores espesores, con lo cual la rigidez y distribución de tensiones se reparte sobre una zona más amplia. En la figura 10.9B se presenta un resumen de las muchas ruedas que de este tipo se fabrican; su forma variada y elegante sirve de embellecedor.

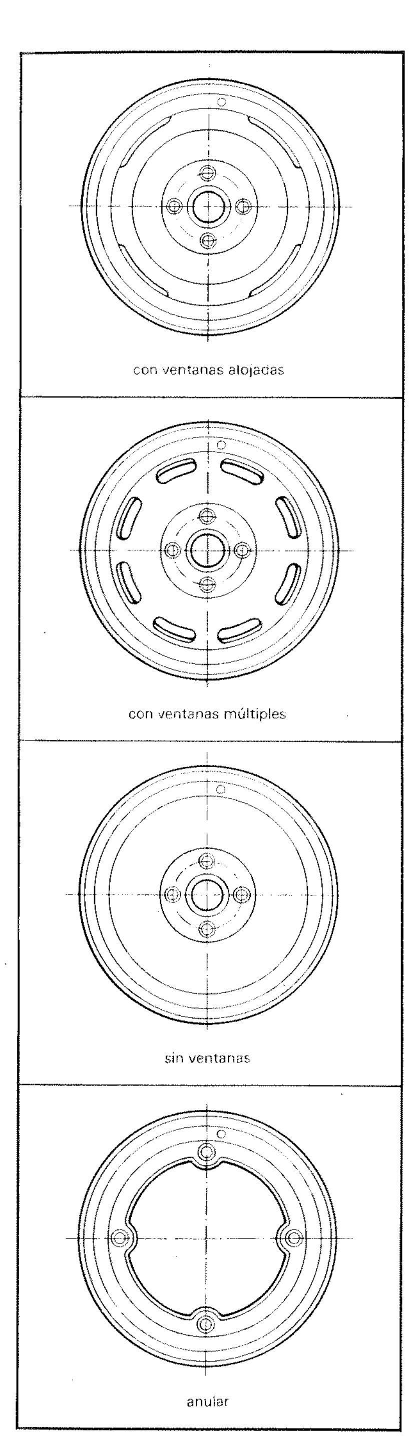


Fig. 10.8 Tipos de rueda de disco.

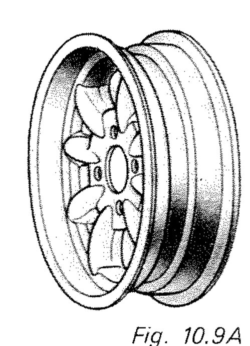


Fig. 10.9A
Disco de aleación ligera.

Fig. 10.9B Diversos modelos de ruedas de aleación ligera.

Ventajas e inconvenientes de las ruedas de aleación ligera.

Con respecto a las ruedas de acero estampado, presentan las siguientes ventajas e inconvenientes:

— *Ventajas.*

— Poseen gran conductibilidad térmica, facilitando a través de los espacios libres entre los refuerzos radiales la refrigeración de los frenos y de los neumáticos.

— Su menor peso hace que disminuyan los efectos de inercia durante el movimiento, logrando una mayor aceleración en el vehículo.

— Debido al menor peso, la llanta puede hacerse más ancha, lo cual permite el montaje de neumáticos de mayor sección.

— *Desventajas.*

— Son muy sensibles a los efectos de corrosión de tipo salino y electrolítico; por tanto poco recomendables para zonas marítimas.

— Su precio es muy elevado, empleándose exclusivamente para coches de lujo.

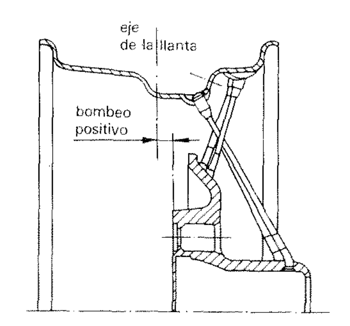


Fig. 10.10B Rueda de radios con montaje clásico.

10.2.2.3 *Rueda de radios*

Este tipo de rueda (fig. 10.10A) está formado por la llanta (1) que se une al manguito central (2) por medio de una serie de *radios de alambre acerado* (3). El manguito lleva un estriado interior (4) a través del cual se acopla al buje de la rueda y queda fijado por medio de una sola tuerca central (5) en forma de palomilla. Estas palomillas tienen rosca a izquierda en las ruedas de la derecha, y a derecha en las ruedas de la izquierda.

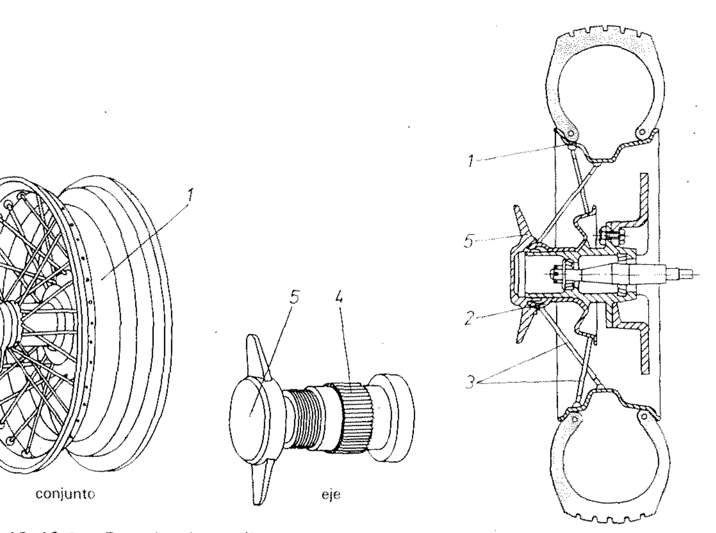


Fig. 10.10A Rueda de radios.

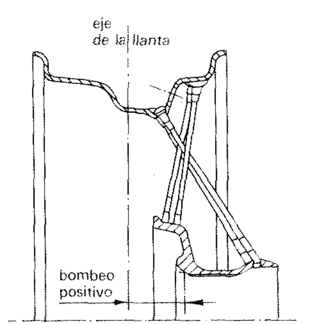


Fig. 10.10C Rueda de radios con montaje central.

Debido a que los radios se unen a la llanta mediante tuercas o remaches, no se consigue con ello una estanquidad correcta, por lo que no pueden montarse, en estas ruedas, neumáticos sin cámara.

En las figuras 10.10B y C se puede ver con detalle dos tipos de montaje distintos según normas UNE 26 291-80 (1).

En estas ruedas los esfuerzos a que está sometido el neumático se transmiten desde la llanta al cubo central a través de los radios, cuya resistencia a la tracción es mucho mayor que a la compresión. Por tanto, y debido a la poca resistencia que ofrecen éstos a la flexión por separado, van colocados entrelazados con el fin de conseguir la resistencia adecuada.

Estas ruedas tienen la ventaja de ser muy ligeras y, a la vez, de tener gran resistencia mecánica, pero debido a su elevado costo de fabricación sólo se emplean en vehículos deportivos y de competición.

10.2.2.4 *Rueda en dos partes*

Esta rueda está construida (fig. 10.11) por *dos piezas principales,* que pueden o no ser iguales, y que unidas firmemente por tornillos forman una rueda cuya llanta presenta dos pestañas.

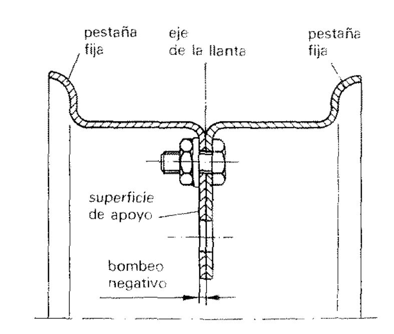
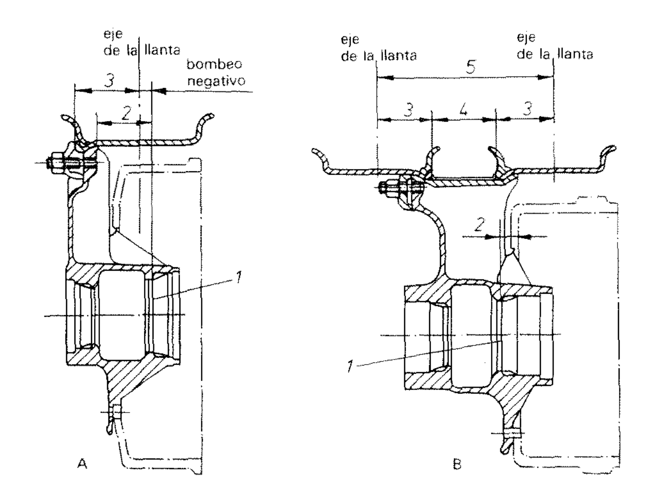


Fig. 10.11 Rueda de dos partes.

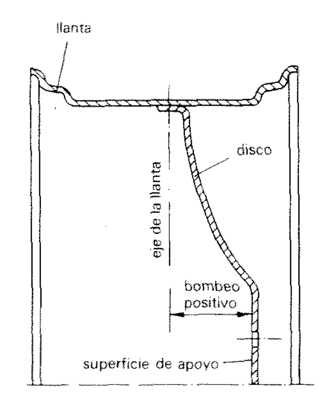
10.2.2.5 *Rueda de llanta desmontable*

Esta rueda está concebida de tal forma que una o dos llantas desmontables se fijan al centro de la rueda (fig. 10.12), el cual también sirve como buje y soporte para el tambor de freno o rotor del freno del disco.



1 asiento del rodamiento interior. Plano de referencia
2 distancia entre el asiento de la llanta y el plano de referencia
3 distancia entre el borde de la ranura de retención y el centro de la llanta
4 anchura del separador
5 distancia entre gemelas

Fig. 10.12 Ruedas de llanta desmontable: A, *montaje simple;* B, *montaje de ruedas gemelas.*



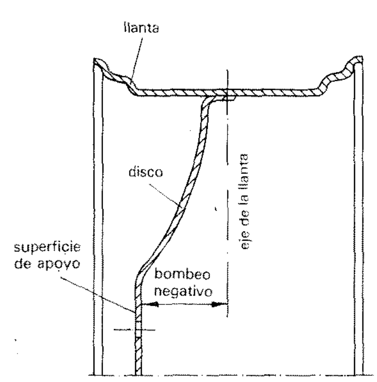


Fig. 10.13 Rueda reversible.

10.2.2.6 *Rueda reversible*

Esta rueda está construida de tal manera (fig. 10.13) que puede montarse por cualquiera de las dos caras de su disco para proporcionar un bombeo positivo (vía estrecha) o un bombeo negativo (vía ancha).

10.2.2.7 *Rueda para ancho de vía regulable*

Este tipo de rueda está construida (fig. 10.14) de tal forma que la llanta puede variar de posición axialmente con relación al disco de la rueda. Las regulaciones pueden efectuarse a mano (fig. 10.14A) o mecánicamente por medio del vehículo (fig. 10.14B).

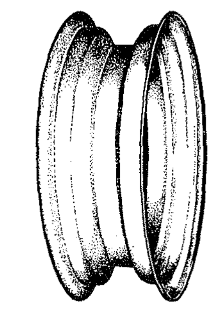


Fig. 10.15A Llanta.

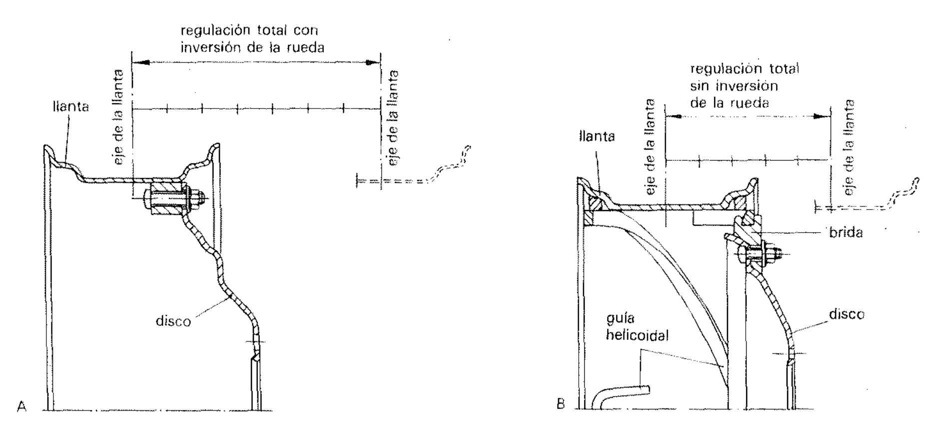


Fig. 10.14 Ruedas para ancho de vía: A, *manualmente;* B, *mecánicamente.*

10.2.3 *Forma y características de las llantas*

Las *llantas* (fig. 10.15A) se caracterizan principalmente por la forma de su perfil, adaptado especialmente para alojar en él a la cubierta. La sección transversal de este perfil (fig. 10.15B) está formado por unas *pestañas laterales* (1) donde se apoya el *talón* de la cubierta, una *zona plana* (2) donde asienta el talón y la *base* (3) situada entre los asientos del talón.

En la zona de la base va situado un orificio (4) que permite el montaje y salida de la válvula destinada a llenar de aire el interior del neumático. La forma y disposición es variable según el tipo de llanta. Algunas llantas disponen de dos orificios diametralmente opuestos, lo que facilita el equilibrado de la rueda y a la vez facilita un doble acceso de salida a la válvula en el caso de ruedas gemelas.

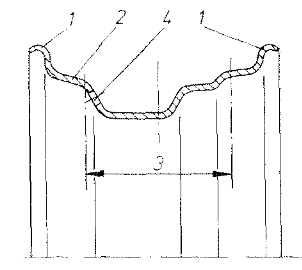
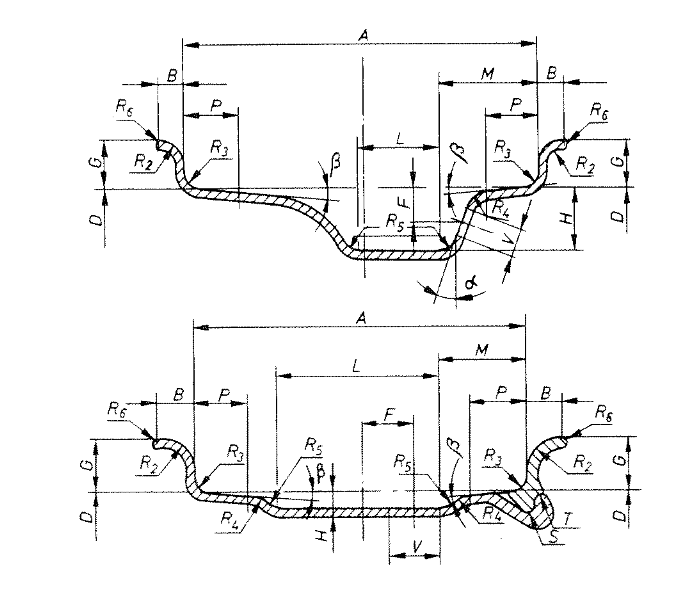


Fig. 10.15B Perfil de llanta.



A ancho de llanta especificada
B anchura de pestaña
D diámetro de llanta especificada
F posición del agujero de válvula
G altura de pestaña
H profundidad de la base
L anchura de la garganta o de la base
M posición de la garganta o de la base
P anchura del asiento talón
R_2 radio de pestaña
R_3 radio del asiento talón
R_4 radio superior de la base
R_5 radio fondo de la garganta o de la base
R_6 radio del borde de la pestaña
S alojamiento del aro de cierre
T borde de la ranura de retención
V agujero de válvula
α ángulo de la garganta o de a base
β ángulo del asiento talón

perfiles opcionales de asiento de talón para neumáticos sin cámara

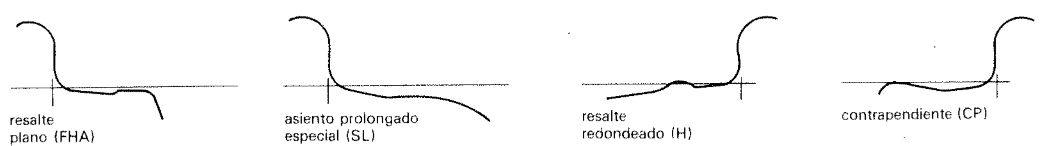


Fig. 10.16 Nomenclatura de las diferentes partes de la llanta (UNE 26 291-80).

10.2.3.1 *Nomenclatura de las llantas*

La norma UNE 26 291-80 (1), en la figura 10.16, especifica con detalle las distintas partes del perfil de una llanta, así como las definiciones de las principales partes de la misma.

— *Pestaña.* Es aquella parte de la llanta que proporciona un soporte lateral al neumático (referencias *A, B, G,* R_2, R_3).

— *Asiento de talón.* Es aquella parte de la llanta que proporciona un soporte radial al neumático (referencias *D, P, β,* R_3).

— *Garganta.* Es la parte de la base de la llanta cuya situación, profundidad y anchura permiten el montaje y desmontaje de los talones del neumático sobre la pestaña de la llanta, lado de montaje, o la parte cónica del asiento (referencias R_4, *α, M, H, L,* R_5).

— *Agujero de válvula.* Es el agujero o ranura en la llanta que aloja la válvula para inflar el neumático (referencias *V, F*).

— *Ranura de retención.* Ranura en la llanta, en la cual encajan las piezas de la misma, tales como un aro de cierre o un aro lateral combinado (referencias *S, T*).

10.2.4 *Tipos de llantas*

Según la forma del perfil y las características constructivas de la llanta, se clasifican en los siguientes tipos:

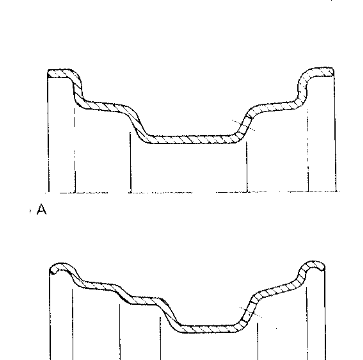
— Llanta de una sola pieza de base honda.
— Llanta desmontable.
— Llanta de seguridad.

10.2.4.1 *Llanta de una sola pieza de base honda*

Esta llanta (fig. 10.17) se fabrica de una sola pieza y lleva la base hundida en el centro para facilitar el montaje y desmontaje de la cubierta.

Según la disposición del perfil puede ser, a su vez:

— *Simétrica,* cuando el perfil (fig. 10.17A) es simétrico con respecto al eje longitudinal de la llanta.



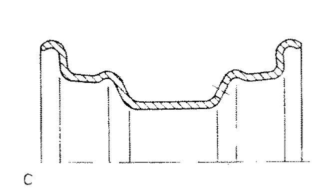
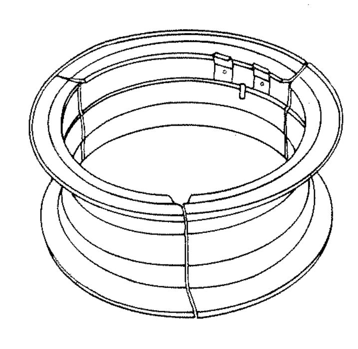


Fig. 10.17 Llantas de una sola pieza de base honda: A, simétrica; B, asimétrica; C, simétrica con resalte.



— *Asimétrica,* cuando el perfil (fig. 10.17B) no es simétrico, es decir, que no cumple las condiciones anteriores.

— *Con resaltes,* cuando el asiento del talón (fig. 10.17C) presenta un resalte longitudinal en todo su perímetro.

En la norma UNE 26 291-80 aparecen con detalle los perfiles de llantas de una sola pieza de base plana u honda.

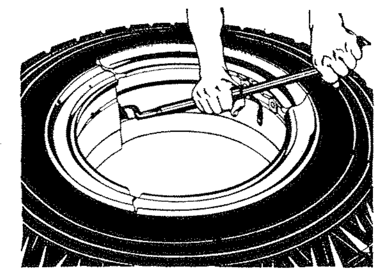


Fig. 10.18B Montaje y desmontaje de los neumáticos.

10.2.4.2 *Llanta desmontable*

Esta llanta utilizada generalmente para camiones y autocares (fig. 10.18A) se fabrica en dos o más piezas para facilitar el montaje y desmontaje del neumático (fig. 10.18B). Su base (1) (fig. 10.18A) suele ser plana y una de sus pestañas (3) desmontable con interposición de un aro o anillo de cierre (2) que permite la extracción. La forma y disposición depende de cada fabricante, pero la norma UNE 26 291-80 contiene los perfiles más adecuados.

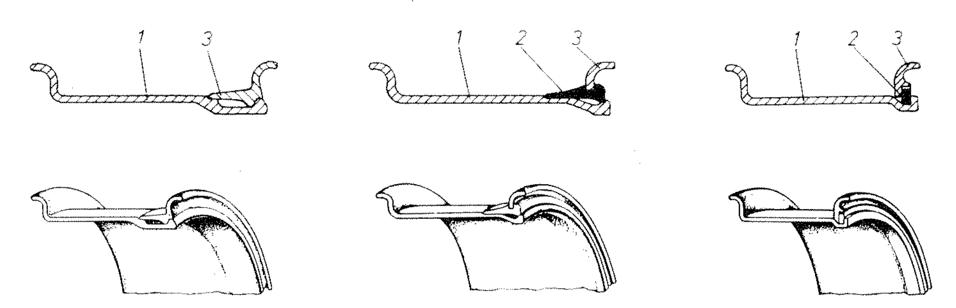


Fig. 10.18A Perfiles de llantas desmontables.

10.2.4.3 *Llanta de seguridad*

Esta llanta en la que se puede montar todo tipo de neumáticos, se fabrica de una sola pieza y se recubre el canal de la base con una *tira metálica* o con un *cinturón de poliuretano,* de forma que la base de la llanta quede plana en vez de hundida.

Con esta disposición, el neumático en caso de un reventón o pinchazo, no se sale del cerco de la rueda, ya que su parte inferior o talón no puede desplazarse hacia la cavidad del canal y, por consiguiente, separarse de la llanta, asegurando, de este modo, la estabilidad y seguridad del vehículo.

10.2.5 *Terminología dimensional de la llanta*

Las dimensiones de la llanta están normalizadas según normas UNE 69 001-78 y vienen determinadas (fig. 10.19A) por:

— *Anchura (A),* que es la cota o distancia del perfil comprendida entre los dos vértices formados por los asientos de talón y las pestañas.

— *Diámetro nominal (D_c),* medido entre asientos de talón, que corresponde a la circunferencia de los asientos de talón, medida teóricamente en cualquiera de los vértices antes citados.

— *Altura de la pestaña (a),* que corresponde a la semidiferencia del diámetro máximo o exterior de la llanta y el diámetro nominal.

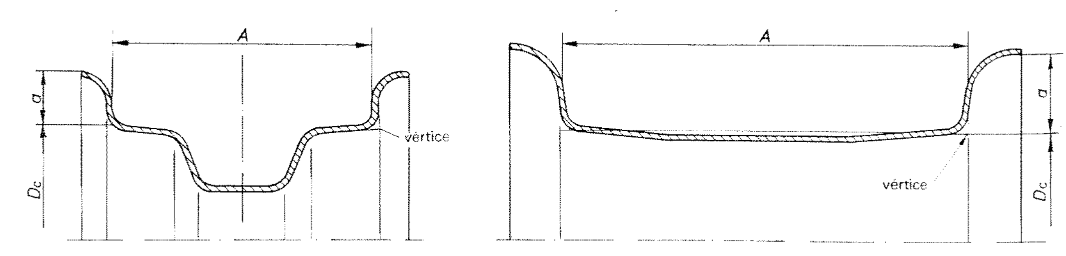


Fig. 10.19A Terminología empleada según la norma UNE.

Las llantas se definen por su perfil y su diámetro, ambas siglas separadas por un guión (-) o por el signo (×).

La norma DIN 7 817 emplea el signo (×) para las llantas de base honda y el signo (-) para las de base plana.

El perfil, a su vez, viene expresado por la medida de su anchura acompañada o no de una letra que determina la conformación de dicho perfil.

En la tabla 10.19B la norma UNE 69 001-78 indica cómo se hace actualmente la notación o consignación de las llantas.

Tabla 10.19B Consignación de las llantas (UNE 69 001-78)

*Notación**	*Anchura de perfil Pulgadas*	*Forma de la pestaña*	*Diámetro de la llanta Pulgadas*
4,5 J × 12	4,5	J	12
4,00 × 12	4	—	12
6,00 S 20	6	S	20
8,5-20	8,5	—	20

* En ciertos casos, esta notación viene completada por otras siglas.

10.3 Cubiertas

La *cubierta* es el elemento exterior que, una vez montada en la llanta e inflada, configura y caracteriza al *neumático* (fig. 10.20); es decir, la parte elástica de la rueda que está en contacto con la calzada. Soporta el peso del vehículo y forma el elemento de rodadura.

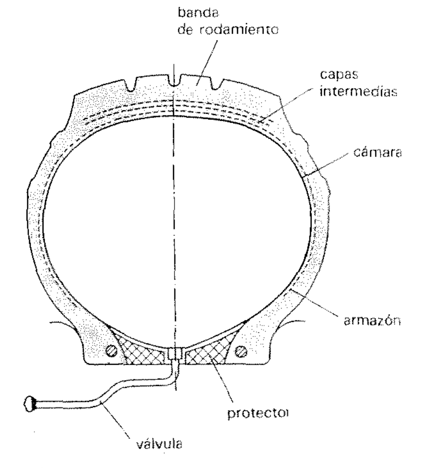


Fig. 10.20 Cubierta.

Existen muchos tipos de cubiertas cuyas características particulares se ajustan, en general, al tipo de aplicación, condiciones de trabajo y al comportamiento direccional que se precise.

10.3.1 *Conformación de las cubiertas*

Todas las cubiertas, independientemente de sus características particulares, deben cumplir en esencia unas condiciones de trabajo similares, por lo que su configuración general, en cuanto a forma y elementos constituyentes, es semejante.

Están formadas (fig. 10.21) por las siguientes partes constructivas, cada una de las cuales cumple una misión específica dentro del conjunto:

- Carcasa o armazón.
- Capas de rodadura.
- Bandas de rodadura.
- Recubrimiento.

10.3.1.1 *Carcasa o armazón*

El *armazón* (1) es la parte de la cubierta que confiere resistencia y flexibilidad al neumático; soporta la presión de inflado y los esfuerzos exteriores, como por ejemplo el peso del vehículo.

Está formado por capas superpuestas de tejidos con cuerdas engomadas y cruzadas unas con otras para dar resistencia al conjunto. El tamaño de las cuerdas así como el número de capas varía según las dimensiones y tipo de esfuerzos que ha de soportar la cubierta.

10.3.1.2 *Capas de rodadura*

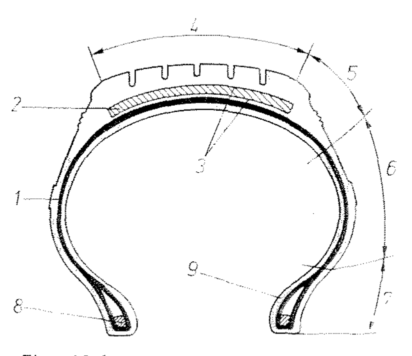


Fig. 10.21 Partes de una cubierta.

Son unas *capas o bandas* (2) que se interponen entre la banda de rodadura (4) y el armazón (1) con el fin de absorber los esfuerzos internos generados por los impactos que recibe la cubierta.

Son características de algunos tipos de cubiertas, sobre todo las utilizadas para camiones y vehículos todo terreno. Se emplean para proteger la zona de rodadura sin alterar la flexibilidad de la cubierta, lo que ocurriría si para aumentar la resistencia se dispusieran mayor número de capas en el armazón.

Entre estas capas y la banda de rodadura se dispone una lámina de goma (3)

(fig. 10.21) denominada *cojín,* cuya misión, además de servir de unión entre ambas zonas, contribuye a la absorción de impactos.

10.3.1.3 *Banda de rodadura*

La *banda de rodadura* (4) constituye la zona de contacto con el terreno y por tanto la de mayor desgaste en la cubierta. Es por tanto la parte que, unida a la carcasa, aporta al neumático gran parte de sus características funcionales indispensables, tales como adherencia, tracción, resistencia al desgaste.

Durante su rodadura está expuesta a todo tipo de elementos cortantes, así como al reblandecimiento por efecto del calor absorbido durante las pérdidas de energía por rozamiento. Por tanto, además de tener elevada resistencia al desgaste, debe tener suficiente resistencia a todo tipo de agentes externos que dañan la cubierta.

Está formada por una gruesa capa de goma (4) (fig. 10.21) en la que se practican una serie de ranuras o surcos de drenaje que dan origen al llamado *dibujo de la cubierta.* La forma del dibujo confiere un especial interés en el comportamiento de la cubierta, ya que gracias a él adquiere el suficiente agarre al terreno e impide el deslizamiento.

10.3.1.4 *Recubrimiento*

Cualquiera que sea el tipo de cubierta, el armazón (1) va recubierto interior y exteriormente por una capa de caucho duro vulcanizado (9), formando exteriormente los flancos que llevan una serie de nervios longitudinales para protección.

10.3.2 *Forma de las cubiertas*

En cuanto a su forma se distinguen las partes principales siguientes: *cima, hombros, flancos* y *talones.*

10.3.2.1 *Cima*

La *cima* (fig. 10.21) es la denominación que recibe la zona que corresponde a la banda de rodamiento (4).

10.3.2.2 *Hombros*

Los *hombros* (5) son los extremos laterales que van situados a continuación de la banda de rodadura, constituyen la zona de unión con los laterales o flancos de la cubierta, protegiéndola de roces y choques laterales. Su espesor es de gran importancia, ya que es la zona en la que se genera mayor cantidad de calor.

10.3.2.3 *Flancos*

Los *flancos* (6) o costalados laterales de la cubierta son las partes comprendidas entre los hombros (5) y los talones (7). Deben tener una elevada resistencia mecánica para soportar la carga y la constante flexión a que se ve sometido el neumático, y a su vez ser lo bastante flexibles para ayudar a la suspensión del vehículo.

10.3.2.4 *Talones*

Los *talones* sirven para proteger a la carcasa y en su parte exterior se graban los signos para la identificación de la cubierta.

Los talones (7) constituyen el remate de la cubierta por donde se une a la llanta. Su misión es proteger el armazón.

Están formados por un aro de alambre (8) de acero con elevada resistencia a la tracción y van recubiertos de goma y tejido. Su perfil de forma especial se adapta perfectamente a la llanta para hacer hermético el interior del neumático. El aro de acero impide el aumento de diámetro en la cubierta y la sujeta firmemente a la llanta.

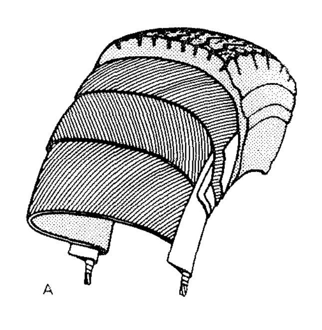
10.3.3 *Clasificación de las cubiertas según el tipo de armazón*

Según la disposición de los tejidos que forman el armazón, las cubiertas se clasifican en:

- Cubierta diagonal o convencional.
- Cubierta radial.
- Cubierta mixta.

10.3.3.1 *Cubierta diagonal*

Esta cubierta, llamada también *convencional,* es aquella (fig. 10.22A) cuya carcasa está confeccionada con capas de hilo o cables que se cruzan, pasando de talón a talón diagonalmente. Se caracteriza, por tanto, por llevar un armazón de cuerdas textiles o cables de acero formando un ángulo de 30 a 42° con respecto al eje circunferencial de la cubierta. Las cuerdas entre capas forman un ángulo de 60° a 84°, dando lugar a una especie de malla en rombos (fig. 10.23) que confieren a la cubierta resistencia y elasticidad.



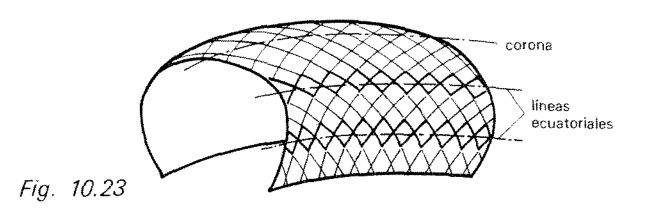
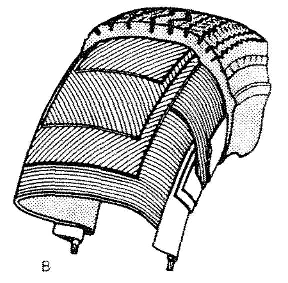


Fig. 10.23

El ángulo que forman las cuerdas es de suma importancia en las características de la cubierta. Cuanto menor sea este ángulo, mayor estabilidad direccional adquieren las cubiertas; sin embargo la conducción se hace más incómoda, por lo que esta disposición se utiliza en cubiertas que han de rodar a elevadas velocidades.



10.3.3.2 *Cubierta radial*

Esta cubierta (fig. 10.22B) lleva un armazón formado por varias capas de cuerdas textiles o cables que van de forma radial de un talón a otro de la cubierta; o sea, son perpendiculares ($\alpha = 90°$) al eje circunferencial de rodadura.

Esta disposición de las cuerdas proporciona una gran comodidad en la conducción y, para paliar la menor estabilidad direccional, se dispone en ellas, entre el armazón y la banda de rodadura, varias capas de tejido formando un cinturón reforzador con las cuerdas en ángulo de 18 a 22° con el eje de rodadura.

El número de capas del cinturón depende del tipo de cuerda empleada (textil, acero, fibra de vidrio, etc.), de la carga que ha de soportar el neumático y de la rigidez lateral que se precise.

Las cubiertas radiales, comparativamente con las diagonales, presentan las siguientes ventajas e inconvenientes:

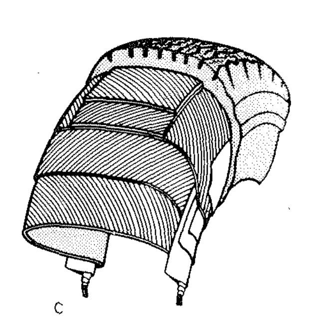


Fig. 10.22 Diversos tipos de cubiertas: A, en diagonal; B, radial; C, diagonal reforzada.

— *Ventajas.*

— Tienen mayor capacidad de rodaje, lo que se traduce en un mayor número de kilómetros útiles.
— Mejor comportamiento direccional con una menor desviación por deriva, lo que proporciona mayor estabilidad en el vehículo.
— Mayor resistencia al desgaste, debido a que se genera en ella menor cantidad de calor durante el rodaje.
— Menor absorción de energía en marcha, lo que disminuye el consumo de carburante.
— Proporciona un mayor confort en la conducción y a los pasajeros, debido a su gran flexibilidad vertical que mejora la suspensión.

— *Inconvenientes.*

— Presenta menor resistencia en los flancos a los impactos, roces y cortes; no recomendables, por tanto, en vehículos urbanos o camiones de reparto, ni para vehículos que rueden por malos caminos.
— La menor desviación a la deriva presenta una mayor seguridad en las curvas, pero al ser la deriva menos progresiva, en situaciones límite de adherencia resultan muy peligrosas, ya que el conductor no puede corregir la dirección.
— Su mayor rigidez radial hace que la conducción sea más estable, pero resulta mucho más dura en los virajes y pequeñas correcciones direccionales.

10.3.3.3 *Cubierta mixta*

En esta cubierta se combinan las técnicas de fabricación de la cubierta *diagonal* (fig. 10.22A) con las empleadas en la *radial* (fig. 10.22B) sin que adquiera una forma definida de ambas. Sin embargo, por su mayor parecido a la convencional, se puede definir como cubierta diagonal reforzada.

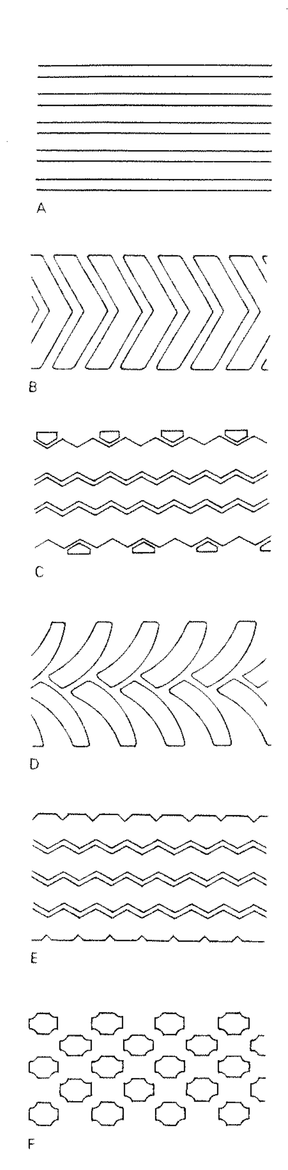


Fig. 10.24 Tipos clásicos de dibujos: A, *direccional;* B y D, *transversal;* C y E, *mixto;* F, *con capacidad de flotación.*

Está formada (fig. 10.22C) por lonas de revestimiento a base de cuerdas diagonales y unas fajas de refuerzo como capa estabilizadora entre el armazón y la banda de rodadura.

Tanto en esta cubierta como en la radial, las fajas reforzadoras requieren tener mayor resistencia y dureza en las cuerdas que las del armazón, ya que están sometidos a mayores refuerzos por estiramiento y fricción de los filamentos durante el rodaje.

10.3.4 *Importancia del dibujo de la banda de rodadura*

La función primordial de la *banda de rodadura* es conferir a la cubierta, por medio del dibujo, las características de *tracción, estabilidad en la dirección* y *flotabilidad.*

Si el neumático fuera liso, el *grado de adherencia* al piso sería casi nulo y por tanto el poder de *tracción.* Los canales y forma del dibujo hacen que en terreno seco actúen como ventosas agarrándose al suelo, aumentando, de esta forma, la adherencia y el poder de tracción. En suelo mojado, los cortes transversales actúan en forma de noria recogiendo el agua del suelo y lanzándola hacia atrás, eliminando de esta forma la capa de agua que se interpone entre la rueda y el piso para facilitar el contacto.

El *dibujo en la banda de rodadura* está formado (fig. 10.24) por cortes longitudinales y transversales, más o menos pronunciados, que confieren, cada uno de ellos, características diferentes al neumático durante su desplazamiento.

10.3.4.1 *Cubierta con dibujo direccional*

Los *cortes longitudinales* (fig. 10.24A) evitan los deslizamientos laterales y ofrecen una resistencia a la rodadura muy baja; sin embargo la capacidad de tracción es muy reducida. Se emplean en general para cubiertas direccionales no motrices.

10.3.4.2 *Cubierta con dibujo transversal*

Los *cortes transversales* (figs. 10.24B y D) confieren a la cubierta un elevado poder de tracción, evitando el deslizamiento hacia adelante o hacia atrás. Tienen el inconveniente de que, en terrenos blandos, los huecos se llenan de barro haciendo desaparecer el dibujo y, por tanto, la pérdida de tracción. Se emplean en general para cubiertas fuera de carretera.

10.3.4.3 *Cubierta con dibujo mixto y direccional*

Con la combinación de ambos dibujos (fig. 10.24C y E) se obtienen características conjuntas de tracción y direccionalidad, predominando unas u otras según el tipo de dibujo elegido en cuanto a la aplicación específica del neumático.

10.3.4.4 *Cubierta con capacidad de flotación*

Para conseguir que la cubierta tenga la propiedad de la *flotabilidad* se recurre a un dibujo como el representado en la figura 10.24F.

10.3.5 *Tipos de cubiertas*

Las cubiertas se identifican, además de su *nomenclatura comercial,* por el uso a que se destinan, reuniendo unas características específicas en las que interviene de forma particular el dibujo tallado en la banda de rodadura.

Según su aplicación, las cubiertas se clasifican en los siguientes tipos:

- Cubierta para carretera.
- Cubierta para fuera de carretera.
- Cubierta para todo terreno.
- Cubierta para aplicaciones agrícolas.
- Cubierta para terrenos desérticos.
- Cubiertas especiales.
- Cubierta con banda separable.

10.3.5.1 *Cubierta para carretera*

Esta cubierta (fig. 10.25A) está construida de forma que sea capaz de resistir los constantes esfuerzos de tracción a que está sometida, así como el calor generado por los largos recorridos a gran velocidad.

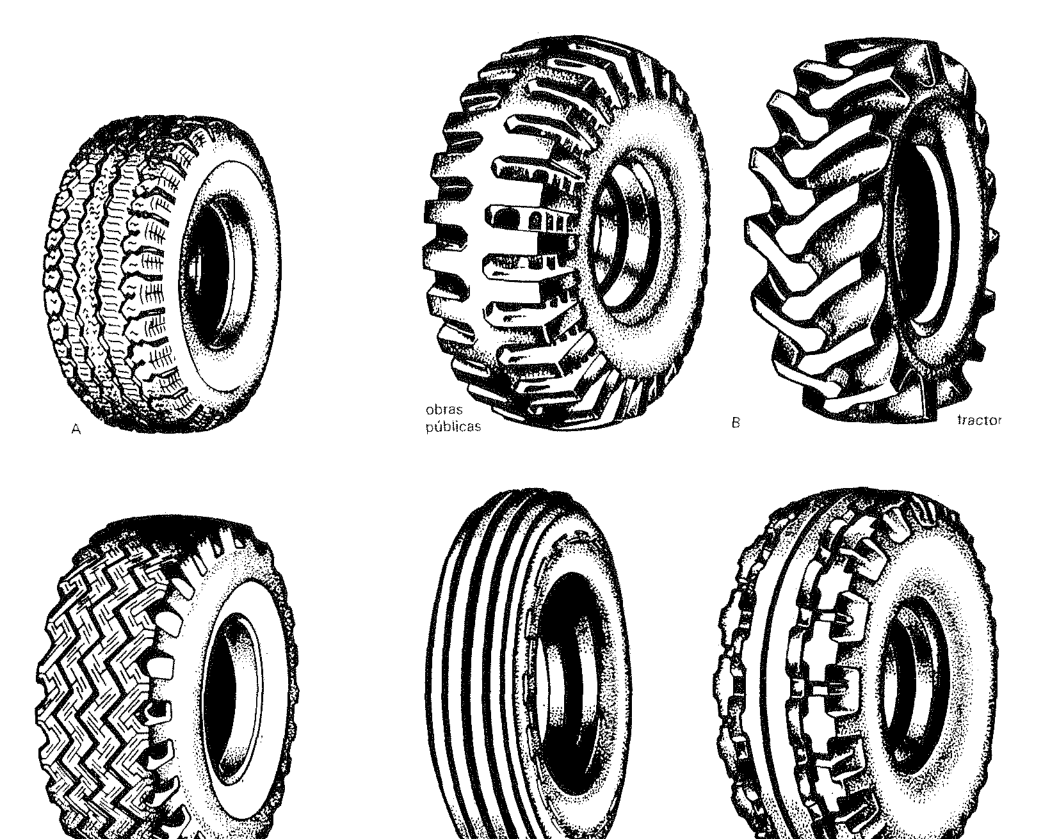


Fig. 10.25 Cubiertas: A, para carretera; B, para fuera de carretera; C, para todo terreno; D, con dibujo longitudinal; E, para terrenos desérticos.

El dibujo está diseñado para obtener buena estabilidad direccional y perfecto agarre al terreno. Estas características se complementan además con las específicas del vehículo a que están destinadas, tales como: amortiguación para los turismos, capacidad de carga en los camiones y ambas para los autocares.

10.3.5.2 *Cubierta para fuera de carretera*

Este tipo de cubierta (fig. 10.25B) está diseñada para obtener gran poder de tracción y ser muy resistentes a los impactos. Lleva una banda de rodadura donde predominan los cortes radiales profundos, destinados a soportar trabajos duros sin que se produzcan cortes o desgarros importantes. Su aplicación principal es en tractores y en maquinaria de obras públicas.

10.3.5.3 *Cubiertas para todo terreno*

Esta cubierta (fig. 10.25C) se emplea en general para vehículos destinados a trabajos mixtos dentro y fuera de la carretera, como es el caso de los vehículos militares.

Reúne las cualidades de tracción y gran resistencia a los cortes, con una adecuada adherencia al terreno para cuando circulan por carretera, así como capacidad de carga y amortiguación.

10.3.5.4 *Cubierta para aplicaciones agrícolas*

Estos vehículos, como es el caso de los tractores, emplean para las ruedas motrices cubiertas con gran poder de tracción, del tipo fuera de carretera (figura 10.25B) y cubiertas con dibujo longitudinal (fig. 10.25D), para las ruedas directrices. Este último tipo de cubiertas se emplean también para vehículos remolcados.

10.3.5.5 *Cubierta para terrenos desérticos*

Para este tipo de terrenos blandos y poco consistentes se emplean cubiertas con dibujos especiales (fig. 10.25E) y de gran anchura, con el objeto de obtener cualidades de *flotación* y que no se hundan en la arena.

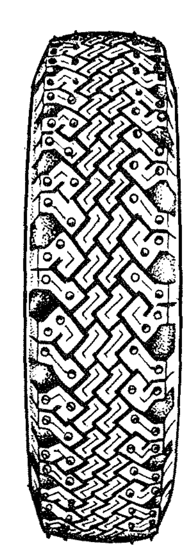


Fig. 10.26A *Cubierta con pernos de agarre.*

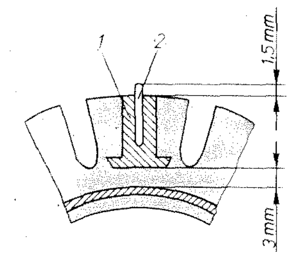


Fig. 10.26B *Detalle del anclaje de los pernos.*

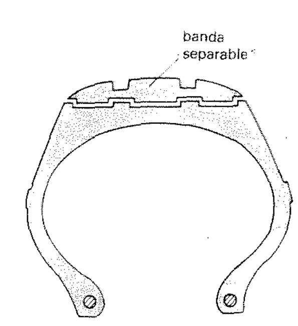


Fig. 10.27 *Cubierta con banda separable.*

10.3.5.6 *Cubiertas especiales*

Entre las *cubiertas especiales* destacan las cubiertas con pernos de agarre (fig. 10.26A), destinadas a vehículos que han de circular por carreteras heladas.

Estas cubiertas llevan situados sobre la banda de rodadura (fig. 10.26B) una serie de clavos o pernos de acero (1) con punta de carbono y tungsteno (2) que sobresalen de la cubierta una longitud de 1,5 mm aproximadamente. Éstos se clavan en el hielo durante el rodaje y evitan el deslizamiento; su comportamiento es eficaz tanto en línea recta como en curva.

El número de clavos varía en función de las temperaturas límite del país en que se utilicen, oscilando en unos 200 para Europa y de 60 a 100 en Estados Unidos.

Con el uso de estos neumáticos en las ruedas traseras se obtiene, sobre pistas heladas, una reducción en la distancia de frenado del 30 % y, si se montan sobre las cuatro ruedas, se obtiene una reducción del 50 %. Como contrapartida tienen el inconveniente de ofrecer los mismos resultados en la aceleración y velocidad desarrollada, con un porcentaje de reducción similar al del frenado.

Como variantes de este tipo de cubiertas están las desarrolladas por los fabricantes *Dunlop* y *Continental Hannover,* denominados *Neumáticos de invierno.*

— *Tipo Dunlop.*

La cubierta fabricada por la casa comercial *Dunlop* introduce antes de la vulcanización, un trenzado con puntas de acero recubiertas de una mezcla especial de caucho que sobresalen verticalmente de la banda de rodadura. Estas puntas de acero elástico y en número de 160 000 forman una especie de cepillo que se agarra perfectamente sobre el piso helado.

La eficacia de estos neumáticos es inferior a los de clavos, pero tienen la ventaja de que pueden ser utilizados sobre pisos no helados, ya que no dañan el pavimento.

— *Tipo Continental Hannover.*

La cubierta fabricada por la firma comercial *Continental Hannover* está elaborada con una mezcla de caucho especial que le confiere una excepcional flexibilidad, por lo que con nieve o lluvia garantiza la máxima adherencia al terreno.

El dibujo se caracteriza por sus bloques de relieve muy destacados y finamente laminados, que proporcionan una rápida autolimpieza y eficaz drenaje, a la vez que un rodaje silencioso.

Como en el caso anterior, es muy inferior en eficacia a las de clavos, pero puede emplearse en cualquier tiempo y terreno a todas las velocidades.

10.3.5.7 *Cubierta con banda separable*

Esta cubierta, también de fabricación especial (fig. 10.27), se caracteriza por disponer de una banda de rodadura que puede separarse de la carcasa. La banda montada sobre una cubierta del tipo radial, contiene el cinturón reforzador que puede estar formado por uno o varios anillos.

La estabilidad de estos anillos se funda principalmente en el estado de tensión a que están sometidos por el perfil rebajado del neumático y a la forma de unión entre anillo y carcasa.

Esta disposición tiene la ventaja de poder recambiar la banda de rodadura desgastada para aprovechar al máximo la cubierta, así como intercambiar el tipo de banda según el uso a que se destine el vehículo.

10.3.6 *Nomenclatura comercial de las cubiertas*

Las cubiertas están sujetas en su fabricación a una serie de normas internacionales que sirven para *clasificarlas e identificarlas comercialmente;* se emplea para ello una nomenclatura que las define en función de sus dimensiones, forma, tipo y aplicación.

10.3.6.1 *Dimensiones generales*

Las dimensiones generales que identifican a la cubierta son las siguientes (figura 10.28) (ver norma UNE 69 001-78):

— *Diámetro exterior libre.* Corresponde al diámetro (D_e) de la circunferencia central de la banda de rodadura.

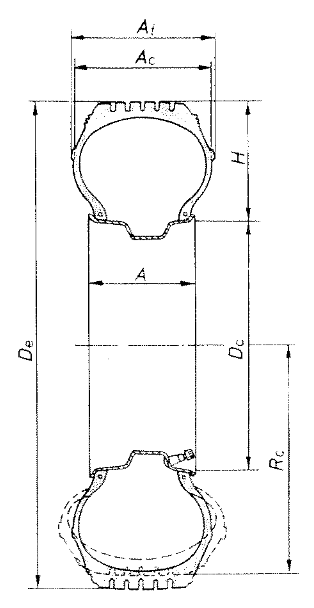
— *Diámetro interior o nominal.* Corresponde al diámetro (D_c) de la cubierta, medido sobre la zona de llanta en donde asientan los talones.

— *Anchura.* Es la cota del perfil que corresponde a la anchura *(A_c)* de la cubierta medida sobre los flancos de la misma.

— *Anchura total.* Es la anchura máxima *(A_t)* de la cubierta medida paralelamente al eje de la rueda.

— *Radio estático bajo carga.* Este radio corresponde a la distancia *(R_c)* del eje de la rueda al piso sobre el que se apoya la cubierta. Este radio es siempre inferior al radio exterior libre debido al aplastamiento que sufre la cubierta por efecto del peso que gravita sobre ella.

— *Superficie de rodadura.* Corresponde a la superficie de apoyo del neumático sobre el terreno (fig. 10.29). Esta superficie conocida como *huella,* varía en función de la presión de inflado y carga del vehículo, obteniendo en función de ella el coeficiente (μ_r) de *resistencia a la rodadura* (ver tema 3).



A ancho de llanta
H alto de sección de la cubierta

Fig. 10.28 Denominación de las dimensiones (UNE 69 001-78).

10.3.6.2 *Dimensiones comerciales*

Las dimensiones comerciales (fig. 10.30) vienen determinadas por el *ancho de cubierta (A_c)* y el *diámetro interior (D_c)* que corresponde al diámetro de llanta sobre la que debe montarse.

Dimensiones comerciales = $A_c \times D_c$

Estas dimensiones, expresadas según nomenclatura *inglesa, métrica* o *mixta,* determinan la medida comercial de la misma en pulgadas, milímetros o por medio de un sistema combinado de ambas.

— *Nomenclatura inglesa.*

En este sistema se adoptan las dos dimensiones en pulgadas.

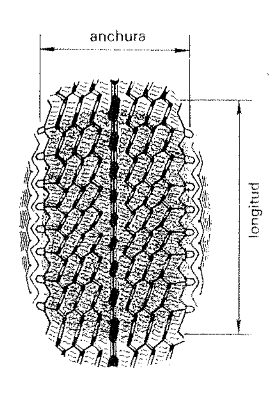


Fig. 10.29 Huella de rodadura.

Ejemplo

Una rueda con una nomenclatura inglesa de:

12,00 × 20

significa que la rueda tiene un ancho de sección de 12" y un diámetro de llanta de 20".

— *Nomenclatura métrica.*

Las dos unidades se expresan en milímetros o una de ellas en centímetros.

Ejemplo

Una rueda con nomenclatura métrica de:

155 - 360

o

155 - 36

significa que tiene un ancho de sección de 155 mm y un diámetro de llanta de 360 mm ó 36 cm.

— *Nomenclatura mixta.*

En este sistema la anchura de la sección se expresa en milímetros y el diámetro de la llanta en pulgadas:

Ejemplo

Una rueda de nomenclatura mixta de:

155 × 16

significa que tiene un ancho de sección de 155 mm y un diámetro de llanta de 16".

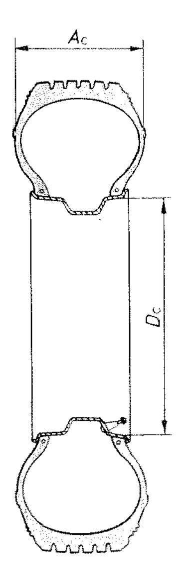


Fig. 10.30 Dimensiones comerciales.

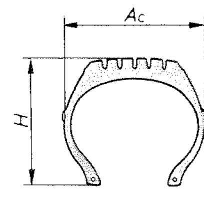


Fig. 10.31

10.3.6.3 *Relación de forma*

La *forma de la cubierta* (fig. 10.31) viene definida por las medidas de su sección transversal, que guardan relación directa con los diámetros de montaje *(D_c)* y el exterior de la rueda *(D_e)*.

Debido a que, en la actualidad, se tiende a la fabricación de cubiertas con distinta anchura de sección *(A_c)* para un mismo diámetro de rueda *(D_c)*, los fabricantes, además de las dimensiones comerciales, expresan en la nomenclatura de la rueda la relación que existe entre la altura *(H)* y la anchura *(A_c)*, conocida como *relación de aspecto (R_a)* que se expresa en %.

$$R_a = \frac{H}{A_c} \text{ en } \%$$

Tabla 10.32A Tipos de cubiertas

$R_a = \frac{H}{A_c}$	*Nomenclatura*
0,70	Serie normal 70
0,82	Super low section o milimétrico
0,88	Low section (sección baja)
0,95	Super balón

Ejemplo

Una cubierta con nomenclatura comercial 155/70 × 13″, indica que tiene un ancho de sección de 155 mm, con una relación de aspecto R_a = 0,70 y que debe montarse en una llanta de 13″ de diámetro.

La *relación de aspecto* utilizada generalmente para neumáticos aplicados en vehículos de turismo determina, según el valor de la misma, diferentes tipos de cubierta que reciben nombres característicos (tabla 10.32A) (ver normas UNE 69 001-78).

En la figura 10.32B se ha representado de forma gráfica y comparativa los perfiles de neumáticos con distintos valores de *relación de aspecto.*

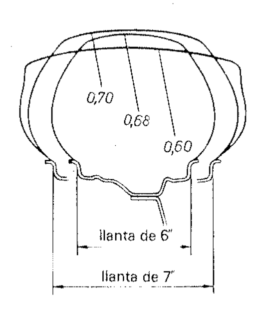


Fig. 10.32B

10.3.6.4 *Nomenclatura de aplicación*

Según la aplicación a que se destinen las cubiertas y tipo de cubierta en cuanto a la disposición de las lonas, la nomenclatura comercial de la cubierta se complementa con una serie de letras que indican el tipo y velocidad máxima de utilización (tabla 10.33).

Tabla 10.33 Nomenclatura de utilización

Nomenclatura comercial	*Tipo de cubierta*		*Utilización*	*Velocidad máx. (km/h)*
	Diagonal	*Radial*		
155/70-R13	—	R	normal	120 a 125
155/70-SR13	S	SR	alta velocidad	150 a 180
155/70-HR13	H	HR	muy alta velocidad	175 a 210
Especiales	V	VR	competición	> 210

Ejemplo

Una cubierta con nomenclatura comercial 155/70-SR 13, se identifica con las siguientes características:

A_c = 155 mm, ancho de sección
R_a = 70 %, serie normal
S = 150 a 180 km/h, aplicación para alta velocidad
R = tipo radial
D_c = 13″, diámetro de llanta

10.3.7 *Fabricación de cubiertas*

En la fabricación de cubiertas se emplean materiales diversos (fig. 10.34), a base de fibras textiles y cauchos naturales o sintéticos mezclados con otros ingredientes que confieren a la cubierta las cualidades deseadas. Estos materiales, según la aplicación directa de los mismos, se clasifican en: *materiales de soporte y refuerzo* y *materiales de recubrimiento.*

10.3.7.1 *Materiales de soporte y refuerzo*

Estos materiales a base de fibras textiles, sintéticas o cables de acero, se emplean para conformar el armazón de la cubierta en la fabricación de las capas de rodamiento, cinturones de refuerzo y refuerzos de talón. Debido a sus características específicas confieren a la cubierta las características de resistencia y dinámicas necesarias para el comportamiento solicitado en carretera.

Los materiales más empleados en la actualidad son: *rayón, nailon, resinas poliésteres, fibra de vidrio* y el *acero.*

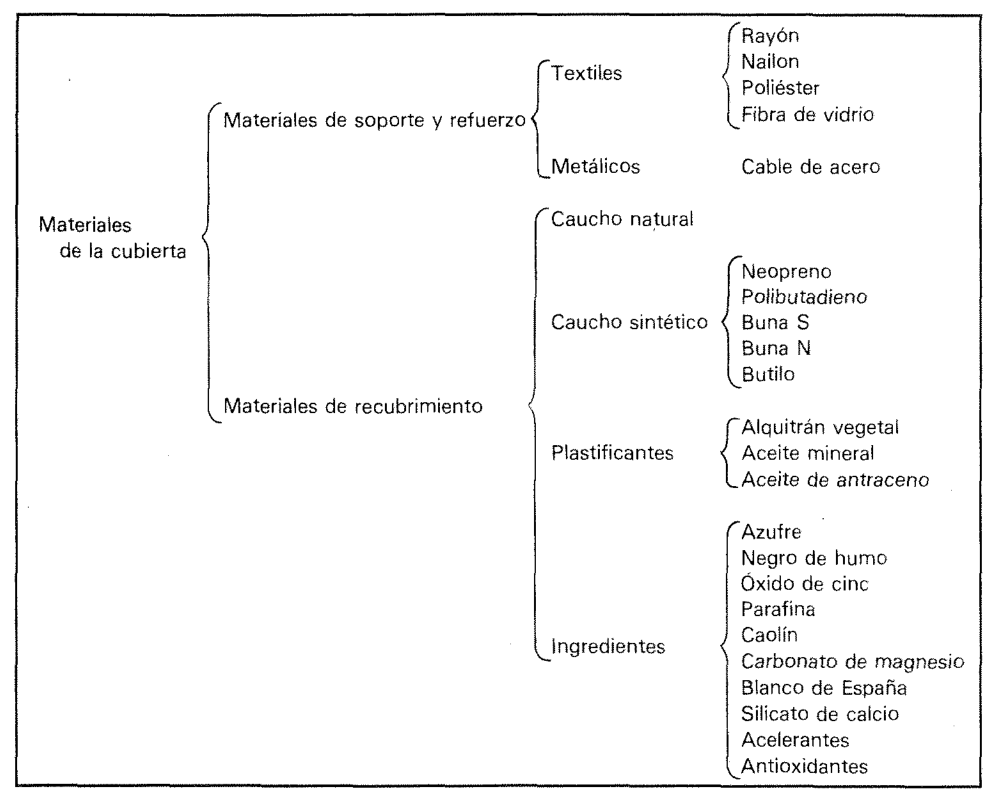


Fig. 10.34 Cuadro de materiales que componen la cubierta.

1. *Rayón.*

El *rayón* es una fibra textil fabricada a partir de la celulosa (fig. 10.35) y se utiliza en cordones para la obtención de fajas o cinturones de refuerzo. Este material proporciona a la cubierta gran suavidad de marcha pero, debido a su poca resistencia mecánica a la tracción, se utiliza en cubiertas destinadas a rodar por terrenos pavimentados, con un uso moderado sin grandes recorridos y bajas velocidades.

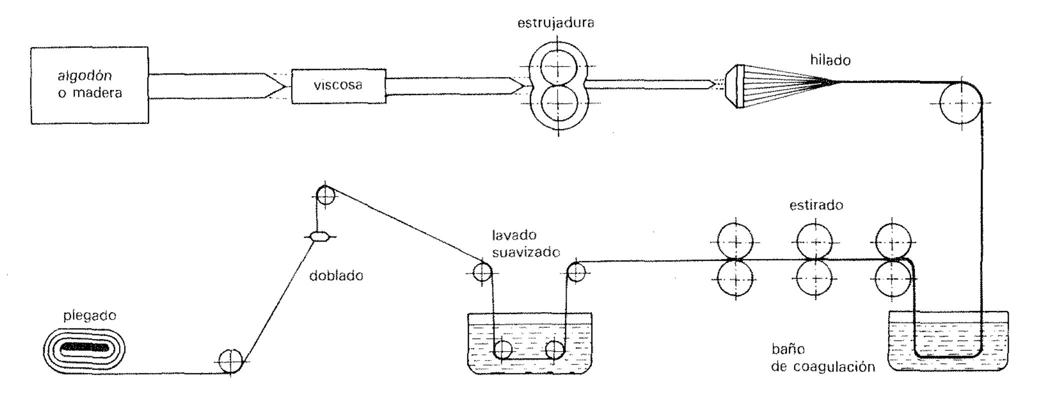


Fig. 10.35 Fabricación de la hilatura del rayón.

2. *Nailon.*

El *nailon* es una fibra artificial sintética a base de resina poliamida que se obtiene (figura 10.36) del fenol contenido en el alquitrán de hulla, en la madera y en el petróleo. Es mucho más resistente que el rayón y se emplea también en la fabricación de cordones para fajas y cinturones de refuerzo.

Tiene una resistencia a la rotura superior al acero, es muy elástico y de baja densidad, cualidades que le hacen muy resistente a los malos tratos. Sin embargo, tiene el inconveniente de que, con el frío, durante el estacionamiento del vehículo, forma *zonas aplastadas* en la superficie de contacto con el piso, aumentando la resistencia a la rodadura durante el arranque. Este inconveniente desaparece con el vehículo en marcha normal, debido a la dilatación del material por el calor.

3. *Resinas poliésteres.*

Los cordones fabricados a base de *resinas poliésteres* según proceso análogo a los anteriores poseen las cualidades del rayón y del nailon, confiriendo a la cubierta suavidad de

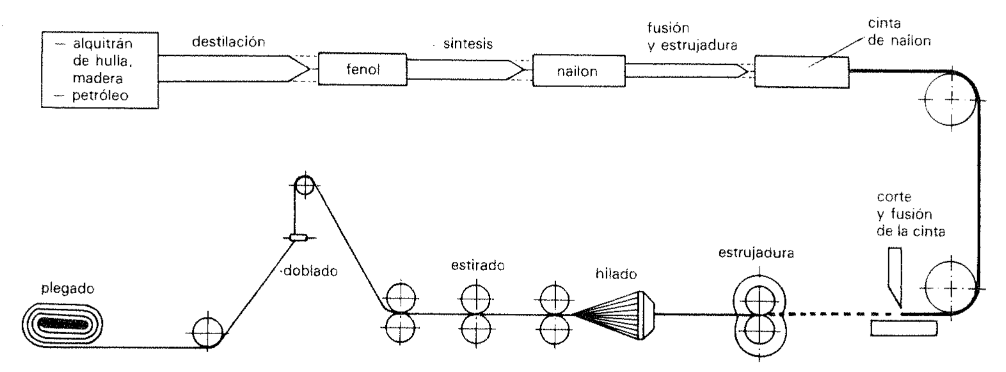


Fig. 10.36 Fabricación de la hilatura del nailon.

marcha y resistencia a la tracción; asimismo carecen de la tendencia del nailon a formar zonas aplastadas.

Se emplean principalmente en la fabricación de telas acordonadas en diagonal, juntamente con fajas reforzadas de fibra de vidrio.

4. *Fibra de vidrio.*

La *fibra de vidrio* se emplea como elemento reforzador del caucho en la confección de cinturones de refuerzo, debido a que mantiene la forma y dimensiones de los mismos aun en condiciones de esfuerzos prolongados.

Sus características de gran flexibilidad y resistencia al estirado, así como la resistencia al calor, humedad y efectos de la luz, hacen que las cubiertas fabricadas con fajas de refuerzo a base de este material, rueden a temperaturas más bajas, reduciendo por tanto el desgaste.

5. *Hilos de acero.*

Los *hilos de acero* se emplean en forma de cable trenzado para los aros que constituyen el alma de los talones y van recubiertos de un cobreado o latonado superficial para obtener una buena adherencia con la goma del talón.

Debido a su elevada resistencia a la tracción se emplea a veces en la fabricación de fajas de refuerzo bajo la banda de rodadura. Como estas fajas no ceden ni se extienden durante el trabajo o bajo los impactos que recibe la cubierta, originan una marcha más rígida. Se emplean principalmente en cubiertas sometidas a una gran capacidad de carga y las empleadas para trabajos duros, como camiones de transporte y las que tienen que rodar por malos caminos.

10.3.7.2 *Materiales de recubrimiento*

Como materiales de recubrimiento se emplean el caucho natural y sintético, utilizando diferentes variedades de caucho que se mezclan con otros ingredientes (fig. 10.34) para conseguir determinadas características en el neumático, según el lugar de aplicación, como son:

- Caucho de elevada rigidez para el engomado de las telas.
- Resistencia adecuada al plegado y laceración en flancos y talones.
- Resistencia al envejecimiento en los flancos.
- Gran resistencia a la abrasión, desgaste, oxidación y cizallamiento en la banda de rodadura.

1. *Caucho natural.*

El *caucho natural* se obtiene del látex, jugo lechoso de determinados árboles y plantas a los que se practica una sangría para recoger el jugo (fig. 10.37) y se transporta hasta el centro de transformación para obtener las placas de caucho natural.

Para su aplicación industrial se le somete a un proceso de vulcanización con temperaturas de 100 a 150 °C, amasado con azufre como agente vulcanizante para darle elasticidad y dureza. A la masa se añaden otras sustancias, como: *aceites minerales* para obtener plasticidad y adherencia, *negro de humo* para obtener mayor resistencia a la abrasión y rotura, así como otras sustancias *plastificantes* y *antioxidantes* (fig. 10.34).

El caucho así obtenido posee excelentes cualidades mecánicas, estáticas y dinámicas, gran resistencia a la flexión y soporta bien el frío. Sin embargo es muy sensible al calor, que lo reblandece y desgasta por lo que, en muchas aplicaciones, se utiliza mezclado con cauchos sintéticos.

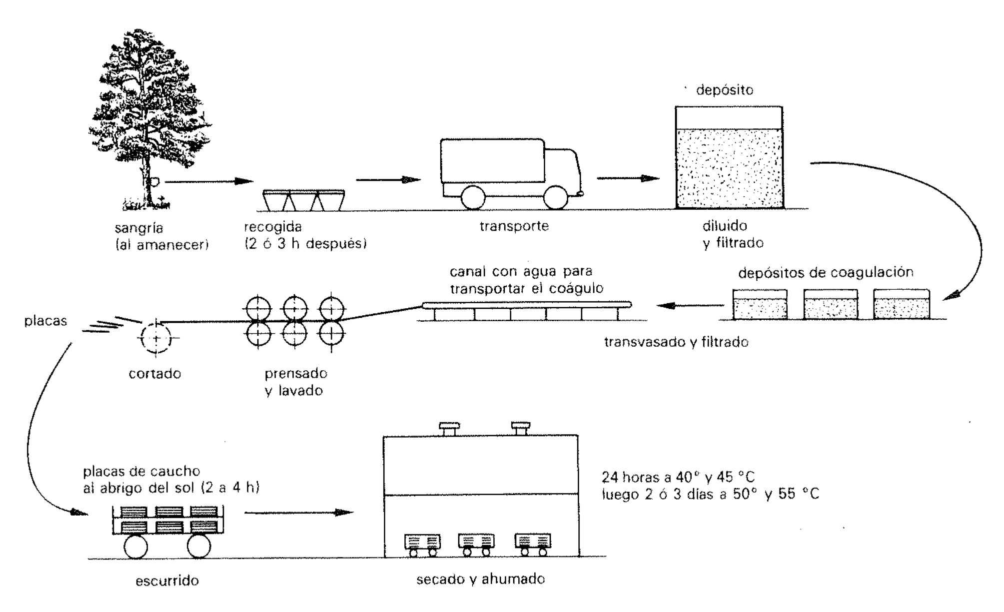


Fig. 10.37 Obtención de las hojas de caucho natural.

2. *Cauchos sintéticos.*

Los *cauchos sintéticos* se fabrican (fig. 10.38) a partir del gas natural y del petróleo, donde se obtienen por un proceso de transformación química una serie de productos sintéticos parecidos al caucho natural. Estos productos mezclados con azufre y otros ingredientes se vulcanizan para obtener las características necesarias según la aplicación directa de los mismos (tabla 10.39).

Entre los productos sintéticos más empleados en la fabricación de cubiertas, están los siguientes:

Neopreno. El *neopreno* o cloruro de butadieno es un caucho sintético con características ligeramente inferiores a las del caucho natural. Sin embargo es más barato, resistente a los aceites y posee un buen comportamiento al envejecimiento.

Polibutadieno. El *polibutadieno* posee unas propiedades muy parecidas al caucho natural, con un comportamiento superior a la temperatura y a la oxidación. Es más débil a la flexión y admite fuertes dosis de aceite y negro de humo, lo que mejora sus propiedades plásticas y su resistencia a la abrasión.

Se utiliza con el caucho natural para combatir la posible aparición de fisuras por la fatiga.

Como variantes de este producto se fabrican el *Buna S* y el *Buna N.*

Buna S. Conocido con las siglas (S. B. R.), es un butadieno-estireno que tiene unas características dinámicas y mecánicas inferiores al caucho natural; sin embargo es más resistente al calor y al desgaste. Su capacidad de amortiguación es superior al caucho natural y es de fácil obtención y empleo.

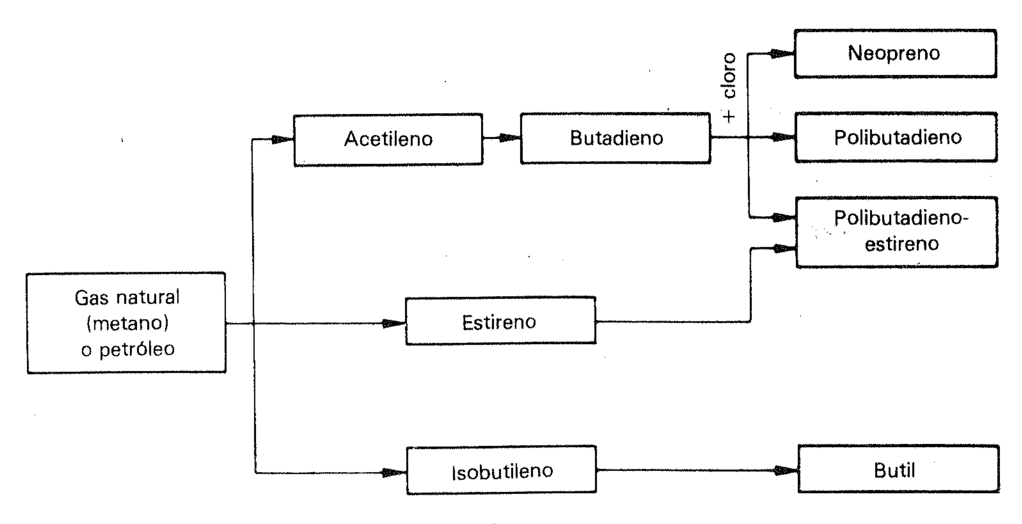


Fig. 10.38 Obtención de los cauchos sintéticos.

Tabla 10.39 Características del comportamiento de los cauchos

Características		*Tipo de caucho*					
		Natural	*Neo-preno*	*Polibu-tadieno*	*Buna S*	*Buna N*	*Butilo*
Mecánicas	Tracción	E	B	B	B	B	N
	Rotura	B	R	B	R	M	M
	Abrasión	E	B	E	B	B	R
	Compresión	B	R	B	R	M	M
Dinámicas	Flexión	B	B	B	B	B	B
Envejeci-miento	Aire	M	B	R	R	R	B
	Luz	M	B	M	N	M	B
Comporta-miento al	Calor	M	R	M	R	R	B
	Llama	N	B	N	N	M	M
	Frío	E	M	E	B	M	R
Propiedades eléctricas	Resistencia eléctrica	B	M	R	R	M	B
Comporta-miento a los fluidos	Aceites	N	B	N	N	B	N
	Disolventes	N	B	N	N	B	N
	Agua	B	B	B	B	R	E
	Impermeabilidad	M	M	M	M	R	E
	Ácidos	B	B	B	B	R	E

N = nulas; M = malo; R = regular; B = bueno; E = excelente.

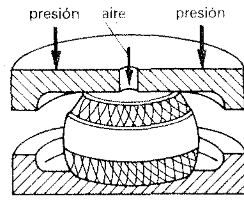


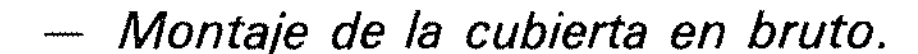
Fig. 10.41B

Buna N. Este caucho sintético, conocido también como *caucho nitrilo,* es muy resistente a los disolventes, sensible al frío y de gran resistencia al calor, se emplea por tanto en cubiertas para países cálidos.

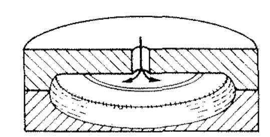
Caucho butilo. El *caucho butilo* se obtiene a partir del isobutileno y posee una gran resistencia a los agentes envejecedores como el calor y el agua, así como a las flexiones alternadas. Es de gran impermeabilidad a los gases, por lo que se utiliza principalmente en la fabricación de cámaras y revestimientos interiores de cubiertas sin cámara.

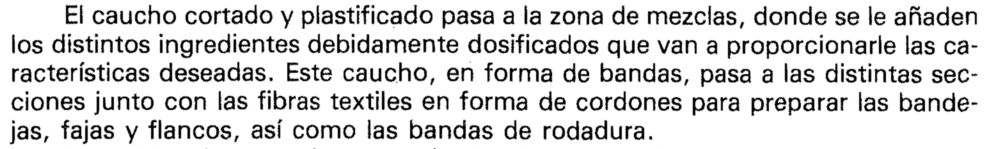
10.3.7.3 *Proceso de fabricación*

Los distintos materiales que forman parte de la cubierta salen por separado del almacén (fig. 10.40) hacia los diferentes centros o zonas de manipulación para confeccionar los elementos básicos que van a integrar el conjunto de la cubierta.



— *Montaje de la cubierta en bruto.*


Fig. 10.41C



El caucho cortado y plastificado pasa a la zona de mezclas, donde se le añaden los distintos ingredientes debidamente dosificados que van a proporcionarle las características deseadas. Este caucho, en forma de bandas, pasa a las distintas secciones junto con las fibras textiles en forma de cordones para preparar las bandejas, fajas y flancos, así como las bandas de rodadura.

Los cables de acero, junto con las bandas de caucho correspondientes, pasan al taller donde se forman y preparan las bandas y refuerzos de talón.

Estos fabricados pasan a la nave de acabado donde se unen mecánicamente (fig. 10.41A) para formar un bandaje en bruto en forma de cilindro.

— *Confección de la cubierta.*

La forma definitiva de la cubierta se obtiene mediante el prensado y vulcanizado, que consiste en someter al cilindro formado a un abombado previo (figura 10.41B) y prensado en moldes calientes (fig. 10.41C). En estos moldes, a los que se inyecta aire a presión, la cubierta se ajusta exteriormente al molde para obtener la forma del mismo.

Durante este proceso de vulcanización, y por efecto del calor (fig. 10.41D), las moléculas del azufre se combinan con las del caucho y lo transforman en una goma elástica cuyas características están en función (tabla 10.39) del tipo de caucho empleado y de los ingredientes añadidos.

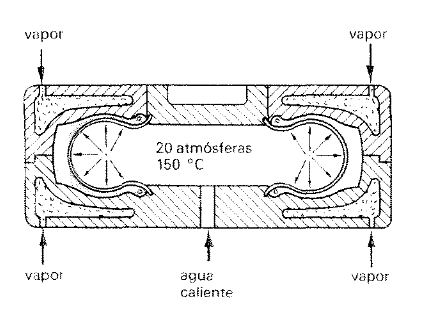


Fig. 10.41D Proceso de vulcanizado.

Fibra textil

Amoníaco y fenol

Impregnación

Secado y estirado

Engomado

Preparación de armazón fajas y flancos

Cables de acero

Engomado

Preparación de aros

Bordes y refuerzos de talón

Cauchos

Corte y plastificación

Mezclas

Bandaje

Bandas de rodadura

Aceites plastificantes

Negro de humo

Dosificación

Producto acabado

Vulcanizado

Prensado

Montaje

Fig. 10.40 Esquema del proceso de fabricación de las cubiertas.

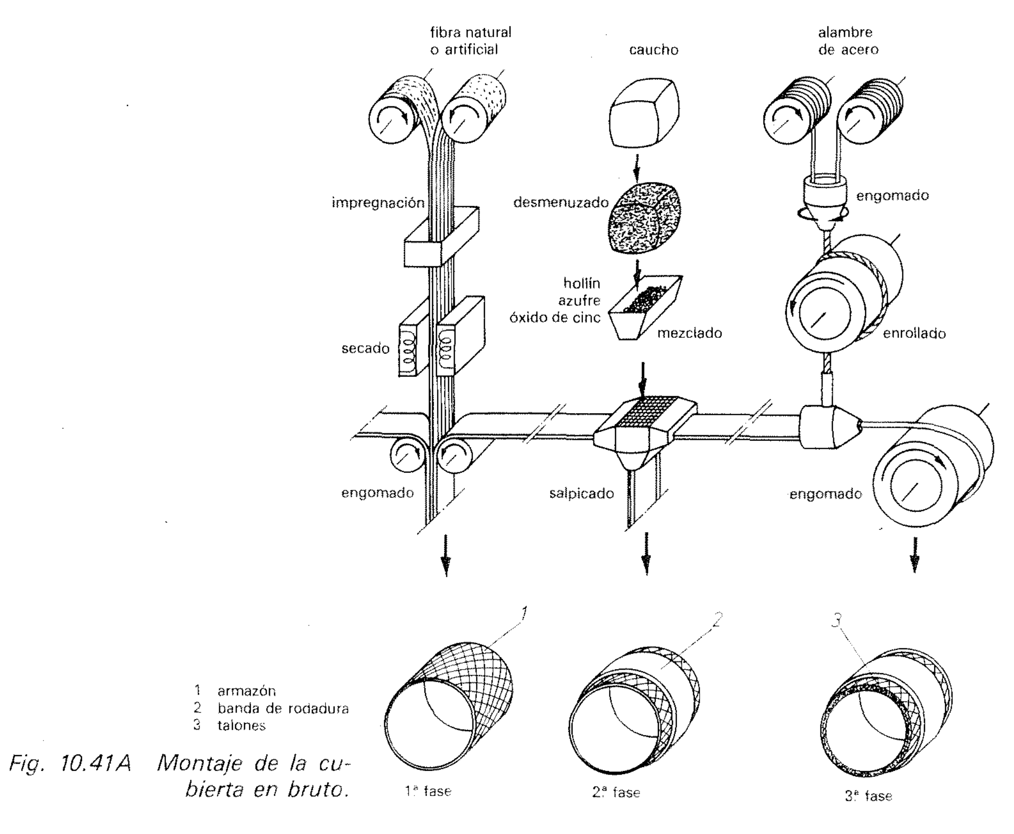


Fig. 10.41A Montaje de la cubierta en bruto.

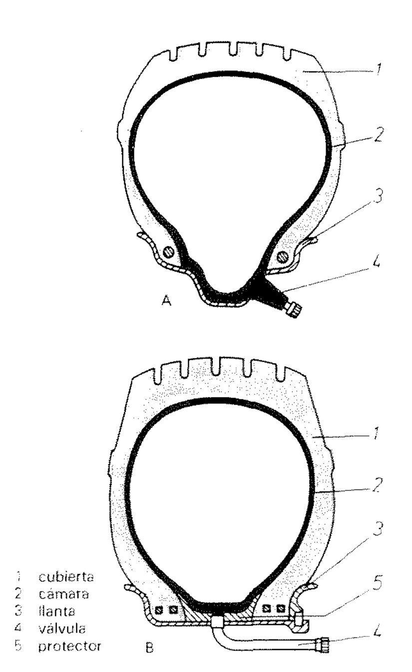


Fig. 10.42 Neumáticos con cámara: A, *para turismos;* B, *para camiones.*

10.4 Neumático

El *neumático* es el conjunto de elementos que, montados sobre la llanta, proporcionan a la rueda del vehículo una banda neumática de rodamiento (UNE 69 001-78).

Tiene la misión de proporcionar una buena superficie de contacto y un elevado coeficiente de adherencia sobre el suelo, así como absorber las pequeñas irregularidades del terreno, proporcionando gran ayuda a la suspensión del vehículo y comodidad a los ocupantes del mismo.

Los neumáticos tienen una amplia aplicación en los vehículos, clasificándose según el empleo a que están destinados, en neumáticos para: bicicletas, motocicletas, turismos, vehículos comerciales, obras públicas, agricultura, aviación y otros muchos usos.

En cuanto al servicio que han de prestar se clasifican según la carga y presión que tienen que soportar, así como por la velocidad que tienen que desarrollar.

10.4.1 *Tipos de neumáticos*

Según la adaptación del recinto interior entre la cubierta y la llanta para recibir el aire, los neumáticos pueden ser con *cámara* o *sin ella;* dentro de estos últimos existen una serie de neumáticos de último diseño con adaptaciones especiales encaminados a mejorar la seguridad en carretera.

10.4.1.1 *Neumático con cámara*

En este neumático (fig. 10.42) la llanta y la cubierta forman un conjunto resistente a la presión interna, mientras que la cámara, con su válvula, asegura la estanquidad, reteniendo el aire comprimido en su interior.

— *Cubierta.* Es el elemento exterior que se adapta a la llanta del disco y que configura y caracteriza al neumático.

— *Cámara.* La *cámara* es el recinto estanco en el que se encuentra comprimida y retenida la masa de aire comprimido que da forma al neumático y permite a éste resistir las cargas que se transmiten al terreno, así como absorber con su elasticidad los impactos que recibe.

Cuando está formada por un anillo tubular (forma tórica) de goma elástica a base de caucho butilo y de una *válvula* para introducir el aire en la misma, habitualmente recibe el nombre de *cámara* (fig. 10.43).

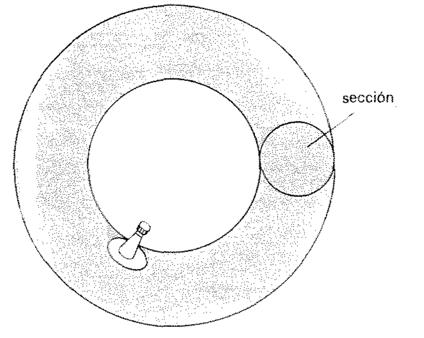


Fig. 10.43 Cámara.

— *Válvula.* La *válvula* es el elemento encargado de introducir el aire en el neumático, ya sea con cámara (fig. 10.44A) o sin ella (fig. 10.44B) e impedir, a su vez, la salida del aire.

Está formada (fig. 10.44A) por un cuerpo de válvula (1) que puede ser recto o curvo para adaptar a la llanta según el tipo de rueda. En su interior va roscada la válvula (2) que cierra el orificio de salida debido a la propia presión interna y se mantiene en posición por medio de un muelle (3) que la mantiene fija en su asiento. En la parte inferior lleva una ranura circular (4) que sirve para su acoplamiento a la cámara. En la figura 10.44C pueden verse los diferentes tipos de válvulas recomendadas por las normas alemanas DIN 7 770-71-74-75-80 y 84.

— *Protector.* El *protector,* conocido con el nombre de *flap* (figs. 10.20 y 10.42B), es una pieza de goma que se interpone entre la cámara y la llanta para impedir el rozamiento entre ambos; este rozamiento está provocado por el basculamiento lateral de los talones de la cubierta.

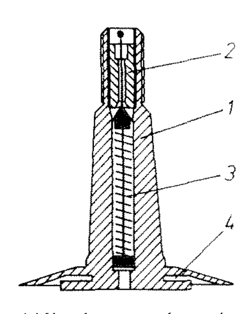


Fig. 10.44A Válvula seccionada, para neumáticos con cámara.

En los neumáticos destinados a vehículos de turismo (fig. 10.42A) los talones de la cubierta se ajustan perfectamente a la llanta y, al no producirse basculaciones laterales, no necesitan protector. Sin embargo, en los vehículos pesados (fig. 10.42B) debido a que, generalmente, la cubierta se introduce lateralmente en la llanta (llantas desmontables), los talones no pueden ajustar perfectamente y necesitan el empleo de protectores para evitar el basculamiento lateral.

Es muy importante que el protector sea el adecuado, a la medida de la cubierta, con el fin de evitar reventones de la cámara, paliar la generación de calor y conseguir un buen rodaje del neumático.

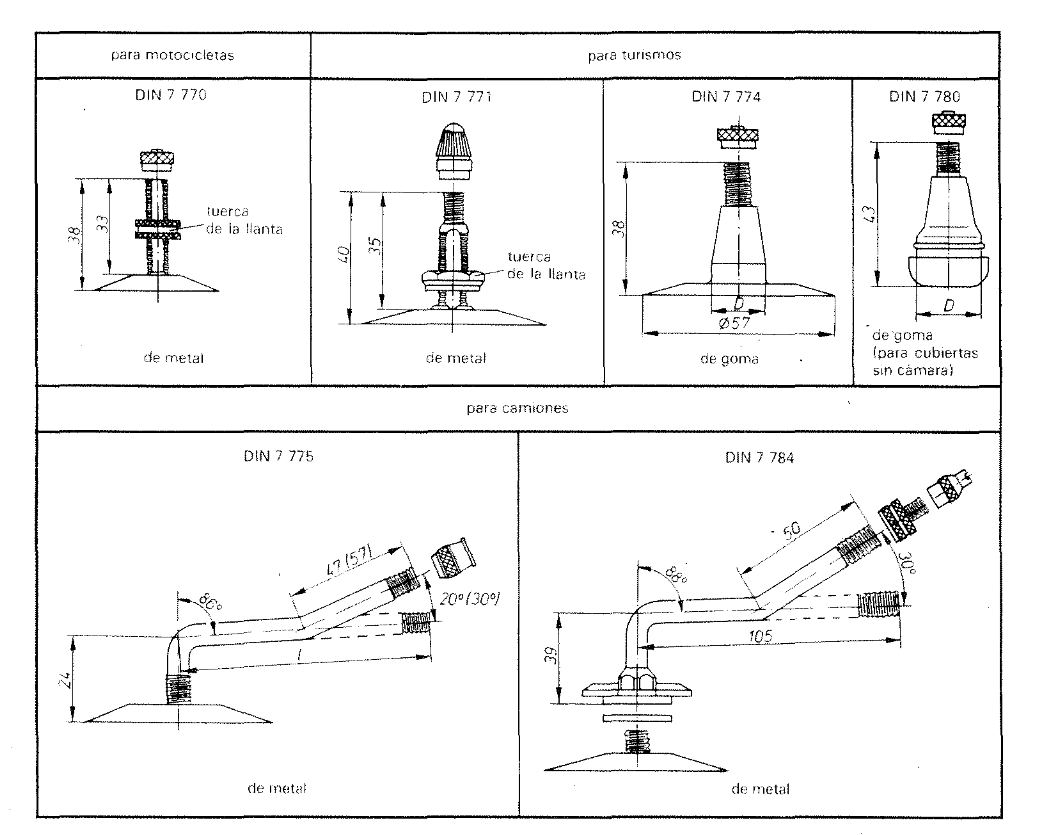


Fig. 10.44C Diversos tipos de válvulas.

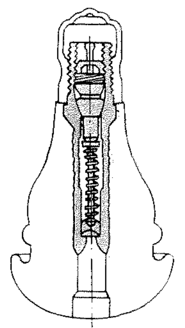


Fig. 10.44B Válvula seccionada, para neumáticos sin cámara.

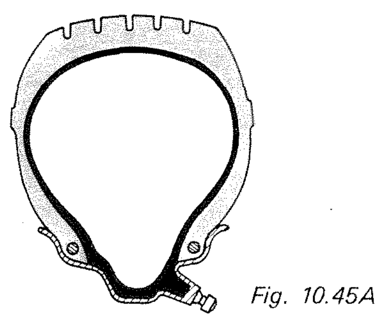


Fig. 10.45A

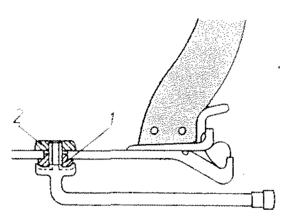


Fig. 10.45B

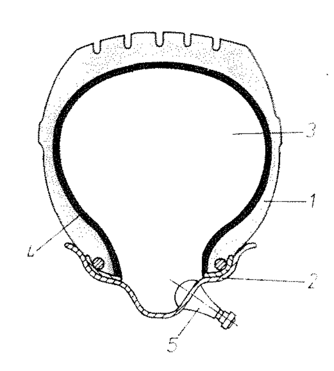
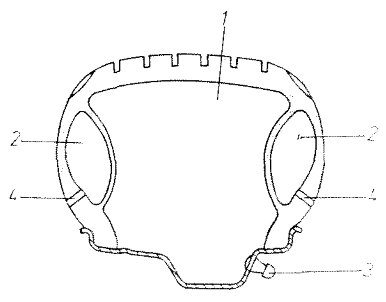


Fig. 10.46 Neumáticos sin cámara.



1 cámara principal
2 cámaras laterales
3 válvula
4 orificio para válvulas laterales

Fig. 10.47 Neumáticos con cámaras múltiples de aire.

10.4.1.2 *Neumático con válvula de seguridad*

Este neumático con cámara (fig. 10.45A) lleva dispuesta una válvula que puede hacerse estanca en el taladro de la llanta. Esto se consigue (fig. 10.45B) con un dispositivo de apriete a base de un casquillo (1) y una tuerca (2) que se aprietan una vez inflado el neumático.

Tiene la ventaja de ofrecer mayor seguridad contra el desinflado rápido en los pinchazos, ya que la experiencia ha demostrado que, cuando el pinchazo es de poca importancia, el aire escapa principalmente por el orificio de la llanta donde se acopla la válvula.

10.4.1.3 *Neumático sin cámara*

En este neumático (fig. 10.46) es la cubierta (1) la que hace el cierre estanco sobre la llanta (2) para alojar el aire a presión en el interior (3). Estas cubiertas se diferencian de las empleadas para neumáticos con cámara en que llevan en su interior un forro (4) de protección a base de caucho butilo, de gran elasticidad e impermeable al aire. El forro se completa en los talones y éstos, a base de nailon con unas estrías longitudinales para conseguir un mayor contacto con la llanta, forman el conjunto estanco que sustituye a la cámara.

La válvula (5) va alojada directamente sobre el taladro de la llanta con guarniciones de goma para hacer un cierre estanco.

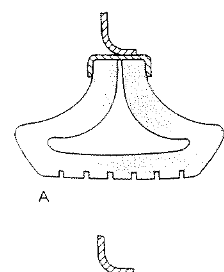
Este neumático presenta la ventaja de evitar el desinflado rápido por pinchazo debido a que, al estar el forro vulcanizado, hace las veces de agente obturador y se opone a la salida del aire.

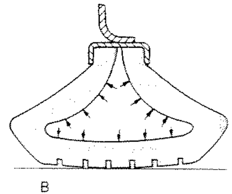
10.4.1.4 *Neumáticos especiales*

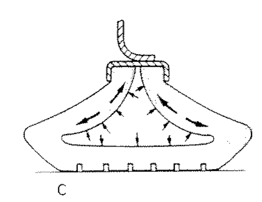
El creciente avance tecnológico en el diseño y fabricación de vehículos encaminado a conseguir cada día mayores velocidades de crucero y mayor seguridad en la conducción, ha obligado a los fabricantes de ruedas a investigar sobre el campo de los neumáticos, obteniendo una serie de nuevos diseños cuyas características son las siguientes:

1. *Neumático con cámara múltiple de aire.*

Este neumático denominado *Kleber TTT* (fig. 10.47) es de estructura radial y está desprovisto de la tradicional cámara de aire. Su cavidad volumétrica está divi-







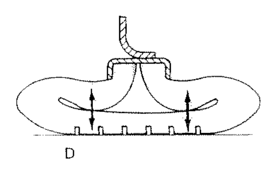


Fig. 10.48 Neumáticos D. I. P.: A, *desinflado;* B, *inflado sin carga;* C, *inflado con carga;* D, *desinflado bajo carga.*

dida en tres compartimentos separados e independientes entre sí, provistos cada uno de ellos con su válvula independiente para el inflado.

La independencia de las tres cámaras permite crear una sobrepresión lateral y en consecuencia mejorar el confort de la marcha y la estabilidad direccional del vehículo. Esta disposición permite además crear presiones laterales asimétricas que favorecen determinados efectos de reacción durante la marcha, sobre todo en competiciones y *rallys*.

Se adapta a todo tipo de llantas comerciales y, en caso de pinchazo, la estabilidad del vehículo queda asegurada de tal forma que no precisa rueda de repuesto.

2. *Neumático Denovo.*

Este tipo de neumático sin cámara denominado *Denovo,* tiene la banda de rodadura ancha y los flancos estrechos. Cuando está hinchado tiene un rendimiento superior al de cualquier neumático radial en cuando a duración, adherencia, estabilidad, confort, etc.

En caso de pinchazo la banda de rodadura se comprime contra los flancos, los cuales se apoyan sobre una llanta especial de bordes anchos que impide que los talones se salgan de la llanta.

Sobre la llanta y en la parte central de la misma va montada una tira metálica sobre la que están colocadas unas cápsulas con un lubricante especial que constituye el secreto de fabricación de estos neumáticos. Cuando el neumático por pinchazo empieza a desinflarse, este lubricante se libera automáticamente, impregnando las paredes internas de la cubierta, sellando la fuga e impidiendo el recalentamiento y la consiguiente destrucción de la misma.

La llanta, que es de tipo especial, va construida de dos piezas unidas herméticamente entre sí para sellar el neumático. Son de base estrecha (≈ un 60 % de la banda de rodadura) y con bordes más anchos.

Con este tipo de neumáticos, un vehículo puede recorrer unos 160 km a una velocidad de 80 km/h con uno o más neumáticos desinchados.

3. *Neumático D. I. P.*

En los neumáticos tradicionales la carga que soportan está en función de la presión de inflado y, para mantener la presión necesaria, es preciso reforzar el armazón de las cubiertas con tejidos superpuestos, de forma que, puestos en tensión, contrarresten la presión del aire.

Los *neumáticos D. I. P.* se fundamentan en obtener el efecto elástico a base de hacer trabajar conjuntamente a la goma y al aire. Esto se consigue (fig. 10.48) dando una forma convexa a los flancos, de forma que cuando se introduce el aire, adoptan un perfil casi derecho y entran en precompresión con una forma triangular característica de ellos.

Bajo carga los flancos aumentan su compresión, soportando casi la mitad de la carga y eliminando toda solicitación de tensión, por lo que no necesitan componentes reforzadores para resistir los esfuerzos. Debido a esta forma de trabajar, los neumáticos se reducen a un cinturón estabilizador que soporta los flancos y la banda de rodadura.

— *Ventajas de los neumáticos D. I. P.*

Las ventajas de estos neumáticos son las siguientes:

— Elevado grado de seguridad, ya que su perfil asegura una notable protección en los flancos contra golpes y cortes.
— Imposibilidad de reventón ya que no poseen cámara de aire.
— Perfecta estanquidad del aire durante largo tiempo.
— Mayor confort y seguridad en la marcha debido a las particulares características del neumático, que posee cualidades de uniformidad y de equilibrio, eliminando ruidos y vibraciones.
— En caso de pinchazo, las piezas de goma sustituyen provisionalmente el efecto neumático, soportando la carga y permitiendo conducir normalmente incluso a altas velocidades y largas distancias, no necesitando por tanto rueda de repuesto.

10.4.2 *Características de los neumáticos*

Los neumáticos, debido a sus características constructivas y a los materiales empleados, confieren al vehículo propiedades mecánicas y direccionales que influyen grandemente sobre la dinámica del movimiento, ya que su función principal es el guiado y la tracción del vehículo.

Las características, tanto mecánicas como dinámicas, que debe reunir un neumático son las siguientes:

— Capacidad de carga.
— Capacidad de tracción.

— Flexibilidad.
— Amortiguación.
— Estabilidad direccional.

10.4.2.1 *Capacidad de carga*

La *capacidad de carga* de un neumático corresponde al peso que puede soportar durante su trabajo. Depende en general de la *calidad de la cubierta* y de la *presión de inflado* en función del volumen de aire o capacidad volumétrica del neumático.

1. *Calidad de la cubierta.*

La *calidad de una cubierta* depende de su estructura interna y viene determinada por su equivalente en capas o *índice de resistencia* a la carga que puede soportar.

Este índice, conocido como *ply rating,* se obtiene por comparación con una cubierta patrón que lleva un determinado número de lonas. Teniendo en cuenta que la calidad depende del número de capas o lonas, la capacidad de carga será tanto mayor cuanto mayor sea el *ply rating.*

Hay que tener en cuenta, al determinar el índice de resistencia, que el número de lonas de la cubierta no es comparativo con el número de la cubierta patrón, ya que una cubierta con dos lonas puede tener un índice de resistencia 4 comparada con la cubierta patrón, pues depende del tipo de refuerzo empleado en la fabricación de la misma.

2. *Presión de inflado.*

El factor que más influye sobre la capacidad de carga es la *presión de inflado,* ya que todo aumento de presión hace que la capacidad de carga sea mayor, la cual crece también con el volumen de aire o capacidad volumétrica del neumático, en función de las dimensiones del mismo.

La presión adecuada a cada tipo de neumático viene determinada por el fabricante del mismo según las características del vehículo a que vaya destinado, en función del peso propio, carga y potencia del motor. Esta presión corresponde a la presión del aire comprimido en el interior del neumático y se mide en kgf/cm^2 o en libras por pulgada cuadrada.

Cualquier alteración en la presión de inflado adecuada influye en el rendimiento de la cubierta, en el motor y en la velocidad punta a desarrollar por el vehículo.

— Por encima de una presión límite la cubierta envejece antes y tiene un desgaste prematuro, llegando incluso al estallido cuando se sobrepasa el límite de seguridad (carga máxima).

— Una menor presión de inflado origina una mayor superficie de contacto en la banda de rodadura y, por tanto, un mayor esfuerzo en el desplazamiento del vehículo que tiene que aportar el motor.

— La velocidad punta desarrollada por el vehículo para un determinado número de revoluciones del motor, viene determinada en función del desarrollo lineal de la rueda; por tanto, para una mayor presión de inflado, como la carga del vehículo es constante, aumenta el diámetro exterior de la rueda y, por consiguiente, la velocidad lineal para el mismo número de revoluciones del motor. Esto origina un mayor trabajo del motor para una misma fuerza de impulsión:

$$W_f = F_i \cdot v$$

obteniendo a su vez una dirección más ligera e inestable y menor comodidad en la suspensión.

10.4.2.2 *Capacidad de tracción*

Se conoce como *capacidad de tracción* a la capacidad de agarre del neumático sobre el terreno o resistencia que opone la rueda al deslizamiento cuando se le aplica un par de giro.

Va ligada íntimamente a la adherencia del neumático al terreno, sobre la que influye grandemente la presión de contacto y el dibujo de la banda de rodadura.

10.4.2.3 *Adherencia*

La *adherencia* o resistencia máxima que opone la rueda a deslizarse sobre el terreno durante la aceleración y frenado depende del estado del piso sobre el que

apoya el neumático, del tipo de cubierta y el desgaste de la misma, originando una fuerza resistente que es proporcional a la carga que gravita sobre la rueda. La relación entre ambas fuerzas recibe el nombre de *coeficiente de adherencia:*

$$\mu = F_r/P_r$$

La adherencia origina también, durante el desplazamiento del vehículo, una resistencia a la marcha, debida al rozamiento del neumático sobre el terreno y que está en función de la presión de contacto y la velocidad de desplazamiento.

10.4.2.4 *Rozamiento de la cubierta*

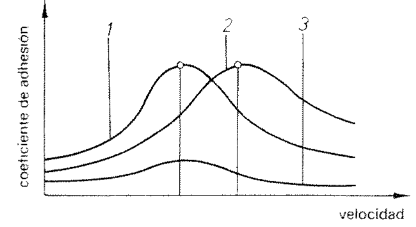


Fig. 10.49 Variación del coeficiente de adhesión en función de la velocidad y temperatura para diferentes condiciones de las superficies rozantes.

El *rozamiento* de la cubierta sobre el terreno en que se apoya se debe principalmente a dos fenómenos diferentes. Las pérdidas por *histéresis* del caucho y a la *adhesión* o atracción molecular que aparece en las intersuperficies de los materiales en contacto. La influencia de cada uno de estos factores sobre la adherencia del neumático depende del estado de dichas superficies, grado de lubricación, temperatura y velocidad de desplazamiento.

— *Histéresis.* El fenómeno de *histéresis* consiste en el retardo que tiene lugar en el caucho sometido a deformación para recuperar la forma primitiva, siendo necesario aplicar una fuerza de sentido contrario a la que ha producido la deformación.

— *Adhesión.* La *adhesión* es debida a la atracción eléctrica que tiene lugar entre las moléculas superficiales de la cubierta y del piso. Dicha atracción crea una cierta unión entre ambas superficies que se rompe a medida que la rueda gira, lo cual provoca una constante reorganización de las moléculas con movimientos internos que determinan un consumo de energía.

La *histéresis* (fig. 10.49) toma mayor importancia cuando el suelo es rugoso o se circula a elevadas velocidades, mientras que en suelos lisos o a bajas velocidades es la *atracción molecular* la que más influye sobre el coeficiente de rozamiento.

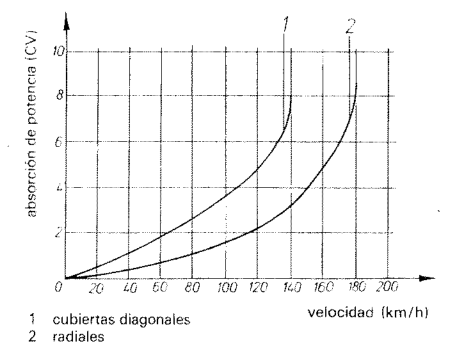


Fig. 10.50 Curvas de absorción de potencia.

— *Influencia de la temperatura.* La *temperatura* del neumático durante el rodaje incide también directamente (fig. 10.49) sobre la atracción molecular, ya que la misma condiciona los estados energéticos de las moléculas y juega un papel importante sobre la adherencia del neumático a la carretera.

10.4.2.5 *Absorción de potencia*

Las pérdidas por histéresis y las debidas al rozamiento en el área de contacto, originan la resistencia a la rodadura, resistencia que se opone al avance del neumático. La *energía absorbida* en el rozamiento se convierte en su mayor parte en calor, lo cual condiciona la vida útil de la cubierta.

Las causas que influyen directamente sobre la resistencia a la rodadura (figura 10.50) son la velocidad de desplazamiento, tipo de cubierta y el aplastamiento de la misma, que depende de la presión de inflado y de la carga.

10.4.2.6 *Presión de contacto*

Corresponde a la *carga por unidad de superficie* que gravita sobre los puntos del suelo en el que se apoya el neumático y que origina la huella. Debido a esta carga se producen los *efectos de deriva y tracción,* así como el desgaste de la cubierta que depende directamente de la presión de contacto.

Según el tipo de cubierta y banda de rodadura (fig. 10.51) se obtienen presiones de contacto diferentes, llegando, en algunos casos, a tener presiones máximas superiores a las de inflado.

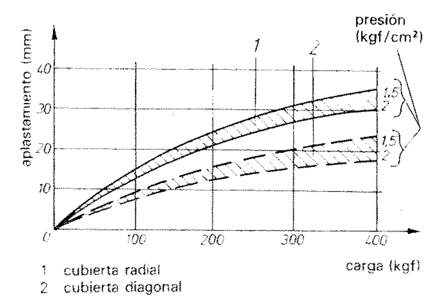


Fig. 10.51 Aplastamiento en función de la carga y presión de inflado.

10.4.2.7 *Aguaplaning o hidroplaning*

Este fenómeno de *aguaplaning* aparece en determinadas condiciones de velocidad y presión de inflado cuando el vehículo rueda sobre piso mojado. Debido a él se interrumpe el contacto del neumático sobre el terreno, disminuyendo o anulando la capacidad de tracción en las ruedas motrices y el control direccional si éstas son directrices.

En los vehículos con tracción delantera, la pérdida de adherencia por este fenómeno se advierte porque el motor aumenta el régimen de revoluciones como si fuera en vacío a causa de falta de tracción. En vehículos con propulsión trasera, se

pone de manifiesto únicamente al girar el volante o al frenar en línea recta, ya que el vehículo continúa su marcha normal.

— *Factores que influyen.*

Los factores que influyen directamente sobre este fenómeno son los siguientes:

— Carga y presión de inflado.
— Espesor de la película de agua.
— Velocidad de desplazamiento.
— Características de la carretera.
— Tipo de cubierta.
— Forma del dibujo y características de la banda de rodadura.
— Sistemas de suspensión, frenos y características dinámicas del vehículo.

— *Pérdida de adherencia.*

Como puede observarse en la figura 10.52, los factores que más influyen sobre este fenómeno son la *velocidad de desplazamiento* y la *presión de contacto,* acusándose con más intensidad en los turismos debido a su mayor velocidad de desplazamiento y poco peso. En los vehículos pesados, debido a su mayor peso y mayor presión de inflado, así como su menor velocidad, este fenómeno es de poca importancia.

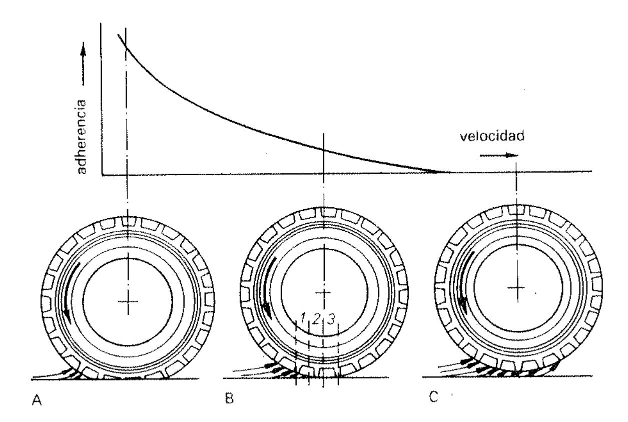


Fig. 10.52 Pérdida de adherencia por efecto del aguaplaning.

En la figura 10.52B se aprecia la longitud de contacto sobre una película de agua dividida en tres zonas. Sobre la zona (1) parte delantera del área de contacto, la presión hidrodinámica del agua levanta y separa por completo la banda de rodadura. En la zona (2) parte del agua es expulsada, pero la cubierta queda aún separada del suelo por una delgada película de agua. En la zona (3) se ha roto la lámina de agua y la cubierta queda en contacto con la calzada.

La longitud de cada zona depende de la velocidad, llegando a un límite (figura 10.52C) en que la zona (2) separa totalmente a la cubierta de la calzada, apareciendo en ese momento el *aguaplaning.*

— *Velocidad en la que se presenta el efecto de aguaplaning.*

La *velocidad mínima* a que se pone de manifiesto el efecto de aguaplaning, viene determinada por la ecuación:

$$\boxed{v = 65\sqrt{P_i}} \qquad [10.1]$$

v = velocidad del vehículo en km/h
P_i = presión de inflado en kgf/cm^2

EJERCICIO RESUELTO

Problema 1

¿Cuál es la velocidad mínima a que se pone de manifiesto el efecto de aguaplaning en un vehículo cuya presión de inflado en los neumáticos es de 1,8 kgf/cm^2?

Solución:

$$v = 65\sqrt{P_i} = 65\sqrt{1{,}8} = 87{,}2 \text{ km/h}$$

— *Hidroplaning dinámico y viscoso.*

La separación entre el neumático y el terreno, en condiciones de humedad, tanto en rodadura como en frenado, tiene lugar mediante efectos diferentes según sea el espesor de la película de agua sobre el pavimento.

Cuando la película de agua es de 2 a 5 mm, tiene lugar el *hidroplaning dinámico,* que se caracteriza por:

— Un empuje hidrodinámico hacia arriba en la cuña o zona delantera de la superficie de contacto (fig. 10.52A y B).

— Penetración de esta zona de cuña hacia el interior del área de contacto (fig. 10.52B y C).

Con humedad ambiental o después de precipitaciones ligeras, la película de agua suele tener un espesor de 0,01 a 0,1 mm, pero suficiente para romper bajo ciertas condiciones el contacto del neumático con la calzada debido al efecto de separación elastohidrodinámico. En estos casos se produce durante la aceleración y el frenado un deslizamiento que recibe el nombre de *hidroplaning viscoso.*

La importancia de este fenómeno aumenta al disminuir la película de agua, de forma que para películas muy delgadas el hidroplaning viscoso es casi siempre el responsable del deslizamiento, llegando a ser peligroso sobre todo en las frenadas bruscas.

10.4.2.8 *Flexibilidad*

Los neumáticos, debido a su naturaleza elástica y estructura interna, están sometidos a deformaciones verticales (fig. 10.53A), longitudinales (fig. 10.53B), y transversales (fig. 10.53C), producidas por los esfuerzos que actúan sobre ellos.

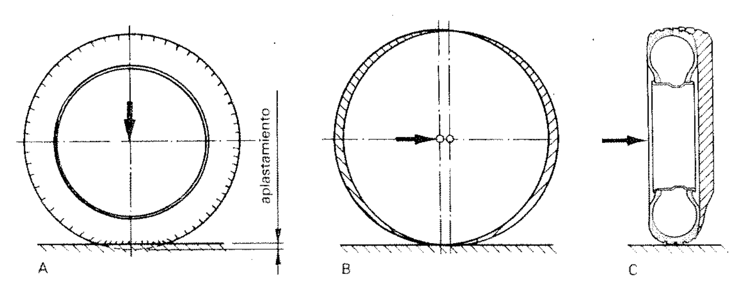


Fig. 10.53 Deformación del neumático debido a la flexibilidad: A, *vertical;* B, *longitudinal;* C, *transversal.*

1. *Flexibilidad vertical.*

La *flexibilidad vertical* o aplastamiento en función de la carga que gravita sobre la rueda, produce un aplastamiento (fig. 10.51) que depende de la presión de inflado y de la rigidez de la cubierta. Este aplastamiento disminuye el radio útil de giro en la rueda y produce una mayor superficie de contacto, aumentando con ello el esfuerzo a la rodadura.

La flexibilidad vertical se mejora con una relación altura/anchura mayor y con menor presión de inflado, lo que proporciona a su vez la ventaja de un menor peso suspendido.

Por su estructura interna, la flexibilidad vertical es mayor en las cubiertas radiales que en las diagonales, proporcionando una mayor comodidad en la conducción.

2. *Flexibilidad longitudinal.*

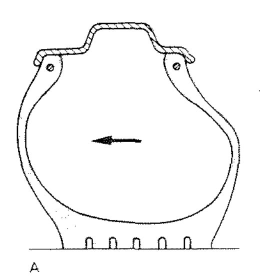
Esta *flexibilidad longitudinal* se pone de manifiesto durante la aceleración y el frenado. Debido a ella (fig. 10.53B) el eje de giro se desplaza en el sentido de avance de la rueda, produce una amortiguación del esfuerzo y evita que se produzcan deslizamientos prematuros.

3. *Flexibilidad transversal.*

La *flexibilidad transversal* depende de la capacidad de deformación en el neumático frente a los esfuerzos laterales a que está sometida la rueda en los virajes,

viento de componente lateral, carretera abombada, etc. Se pone de manifiesto (fig. 10.54) por un desplazamiento lateral en sentido de la fuerza que perjudica la posición de conducción y favorece la pérdida de adherencia; sin embargo mejora la suspensión.

Debido a la mayor flexibilidad transversal de las cubiertas radiales, la deformación y pérdida de adherencia en estas cubiertas es mucho menor que en las convencionales.



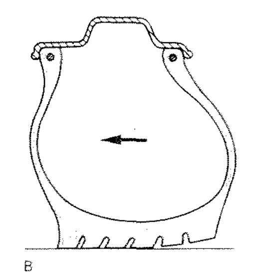


Fig. 10.54 Deformación del neumático debido a la flexibilidad transversal: A, *radial;* B, *diagonal.*

10.4.2.9 *Amortiguación*

La *amortiguación* en los neumáticos se consigue gracias a la flexibilidad de los flancos. Esta flexibilidad permite que se adapte a las irregularidades del terreno y absorba parte de la energía desarrollada en los choques contra las incidencias del piso, como baches, piedras, bultos, etc.

La capacidad de amortiguación es tanto mayor cuanto menor es la presión de inflado, ya que la flexibilidad crece al disminuir la misma. Sin embargo, debe tenerse en cuenta que la presión mínima de inflado está ligada a la resistencia de la cubierta.

Dentro del efecto de amortiguación, aparecen como casos particulares la *flotabilidad* y el *efecto gelatina.*

1. *Flotabilidad.*

La *flotabilidad* es la propiedad que tienen ciertos neumáticos de poder circular sobre terrenos blandos sin hundirse. La capacidad de flotación se consigue con un adecuado dibujo en la banda de rodadura (fig. 10.24F) y haciendo que la presión transmitida al terreno sea la menor posible, como ocurre con los neumáticos de baja presión.

2. *Efecto gelatina.*

Se llama *efecto gelatina* a la sensación de flotamiento que aparece en ciertos vehículos cuando van en línea recta a grandes velocidades, sobre todo en el momento de realizar pequeñas correcciones de la dirección, en los adelantamientos y en el paso de baches.

Este efecto está condicionado a la constante elástica lateral del neumático o relación que existe entre el esfuerzo lateral y el desplazamiento de la huella con respecto a la llanta. Esta constante depende de la rigidez transversal; se puede eliminar dicho efecto aumentando la presión de inflado, ya que con ello aumenta la rigidez transversal de la cubierta.

10.4.2.10 *Estabilidad direccional*

Esta cualidad de los neumáticos permite mantener el vehículo en la trayectoria impuesta por el giro del volante. Para ello es necesario que opongan la suficiente resistencia a los desplazamientos laterales (conocidos como deriva) y se consigue, entre otras medidas, con un adecuado dibujo en la banda de rodadura.

10.5 **Averías en las ruedas**

Durante su funcionamiento, y debido a la forma de utilización, mal entretenimiento y estado direccional en la geometría de la dirección, las ruedas están sometidas a una serie de desgastes y efectos destructivos que pueden comprometer seriamente al comportamiento del vehículo en su desplazamiento.

10.5.1 *Averías en las cámaras*

Las averías de las cámaras, aparte del clásico e imprevisto pinchazo, se deben, en general, a defectos de montaje, deficiencias en la cubierta o inadecuada presión de inflado.

El montaje incorrecto de la cámara en la cubierta produce lesiones en la superficie del caucho de forma que, al inflarlas o durante el rodaje en carretera, perforan la cámara sin causa aparente de pinchazo visible.

— *Defectos y averías que se pueden ocasionar en el montaje de las cámaras.*
Los defectos más frecuentes en el montaje de las cámaras son los siguientes:

— Montar la cámara arrugada cerca de la base de la válvula.

— Arrugas en la cámara por inadecuadas dimensiones con respecto a la cubierta.

— Perforación en el montaje por utilizar herramientas inadecuadas.
— Montaje defectuoso de los protectores.
— Introducción de cuerpos extraños durante el montaje.
— Pellizcos o aprisionamiento de la cámara con el talón de la cubierta sobre la llanta.

Las cámaras pueden ser también dañadas por deficiencias en la cubierta, como es la existencia de roturas en la cara interior de la misma, lo cual produce roces que llegan a perforar el caucho de la cámara. Otra de las causas de avería en las cámaras es el empleo de cubiertas desgastadas o envejecidas por el uso.

La presión de inflado influye también en el deterioro de la cámara, ya que si es insuficiente o el vehículo está sobrecargado, los talones de la cubierta están sometidos a un continuo deslizamiento que da origen a roturas y perforaciones en la cámara.

10.5.2 *Averías en las cubiertas*

Las averías más frecuentes que se pueden presentar en las cubiertas son los desgarros y cortes laterales sobre los flancos, así como el desgaste prematuro en la banda de rodadura debido a una inadecuada utilización o por defectos en la rodadura del vehículo.

Las causas que influyen directamente sobre el deterioro de las cubiertas (tabla 10.55) son las siguientes:

— Presión de inflado.
— Temperatura.
— Velocidad de desplazamiento.
— Estado del terreno.
— Defectos mecánicos en la geometría de la dirección.

Tabla 10.55 Averías en las cubiertas

Avería	*Causa*
Grietas en la cubierta	Exposición a los rayos solares. Prolongado contacto con hidrocarburos. Envejecimiento. Almacenamiento no adecuado. Insuficiente presión de inflado.
Despegado de la banda de rodadura	Funcionamiento prolongado en sobrecarga. Insuficiente presión de inflado. Elevada velocidad. Aceleraciones bruscas y repetidas.
Lesiones en flancos y bordes de la banda	Golpes laterales. Roce de las cadenas (mal colocadas o inadecuadas).
Cortes o desgarros en la banda de rodadura	Roce con la carrocería. Deslizamiento sobre objetos cortantes.
Lesiones en los talones	Escasa presión de inflado. Carga excesiva. Llantas deformadas o inadecuadas. Recalentamiento por bloqueo de los frenos.
Rotura del armazón	Golpes laterales o frontales. Rodaje a baja presión. Sobrecargas.

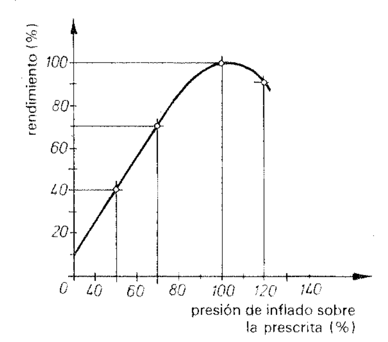


Fig. 10.56 Rendimiento de los neumáticos en función de la presión de inflado.

10.5.2.1 *Presión de inflado en el neumático*

El neumático está calculado en su fabricación para resistir la presión de inflado prescrita por el fabricante sobre cada tipo de vehículo; por tanto, la correcta presión de inflado es factor fundamental para evitar deterioros en las lonas y obtener el máximo rendimiento de utilización (fig. 10.56).

La presión de inflado en el neumático debe comprobarse en frío, ya que durante el rodaje la presión aumenta hasta alcanzar valores de un 20 % sobre la prescrita, falseando con ello la medición y, por tanto, el inflado correcto.

La mayor (fig. 10.57C) o menor (fig. 10.57A) presión de inflado sobre la prescrita provoca una alteración en el equilibrio de las fuerzas que actúan sobre las lonas y flancos y, por tanto, una destrucción prematura de la cubierta.

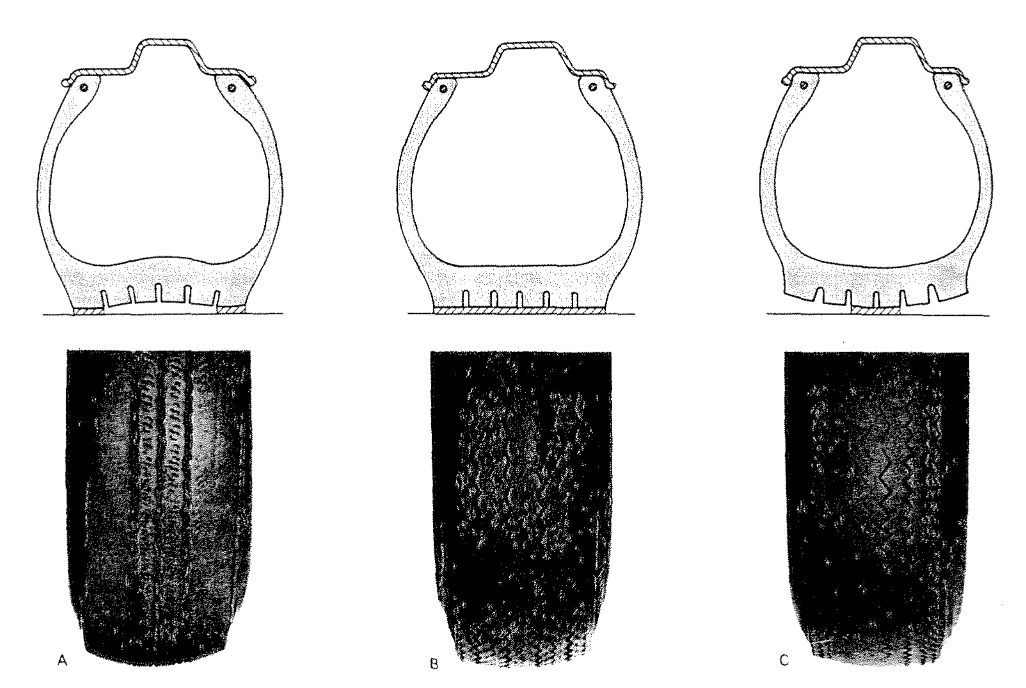


Fig. 10.57 Zona de desgaste en los neumáticos debido a la presión de inflado: A, *insuficiente;* B, *normal;* C, *excesiva.*

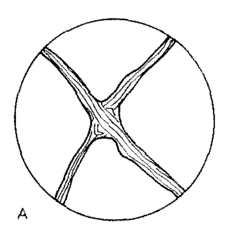
1. *Efectos de una excesiva presión de inflado.*

Todo *exceso de presión* provoca en el neumático los siguientes efectos:

— Los flancos no pueden flexionar debidamente, lo cual hace que éste no sea capaz de absorber elásticamente los impactos que recibe. En estas condiciones, al pasar sobre piedras o desigualdades del terreno, pueden producirse en el neumático roturas en cruz (fig. 10.58A) o en diagonal (fig. 10.58B) de las capas de tejidos situadas en la banda de rodadura y originar un posible reventón del neumático.

— El neumático tiene tendencia al rebote sobre el terreno, aumentando con ello el peligro de derrape a grandes velocidades.

— Origina además (fig. 10.57C) un excesivo desgaste en la zona central de la banda de rodadura, reduciendo con ello la superficie de contacto y por tanto la tracción, facilitando el patinaje del neumático.



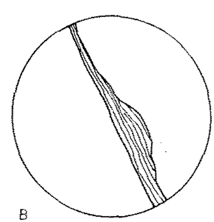


Fig. 10.58 Desgarros típicos en la banda de rodadura: A, *en cruz;* B, *en diagonal.*

2. *Causas que se originan en un neumático insuficientemente inflado.*

Cuando el neumático está insuficientemente inflado, los defectos que se originan son los siguientes:

— Mayor aplastamiento debido a la carga que soporta, con lo cual los flancos sujetos a presiones anormales generan un fuerte calor que dilata los tejidos.

— La menor presión interna disminuye la rigidez lateral de los flancos, de forma que al golpear contra un obstáculo (fig. 10.59) puede causar cizallamiento entre la llanta y el obstáculo que actúa sobre la cubierta.

— El calor generado reblandece el caucho en la banda de rodadura, lo cual acelera su desgaste.

— Debido a la menor presión de inflado, el neumático rueda apoyado (figura 10.57A) sobre los hombros, lo que produce un desgaste lateral en la banda de rodadura.

10.5.2.2 *Temperatura*

El calor que se genera en los neumáticos es debido a la flexión que experimentan durante el rodaje y es proporcional a la velocidad de desplazamiento.

La *temperatura* en la cubierta se eleva por este efecto hasta un punto (figura 10.60) en que la cantidad de calor generada es igual a la disipada por efecto del aire circundante y el transmitido al terreno. La rapidez de enfriamiento depende de la diferencia de temperatura existente entre la generada y el medio ambiente. Según sea esta temperatura y bajo ciertas condiciones de carga y velocidad, un neumático puede alcanzar temperaturas medias de 90 a 125 °C.

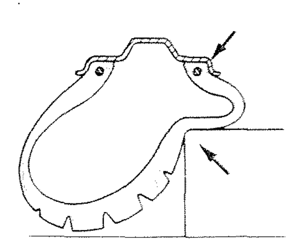


Fig. 10.59

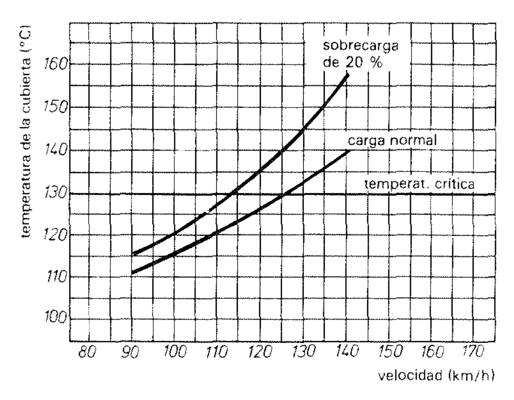


Fig. 10.60 Variación de la temperatura de la cubierta en función de la velocidad.

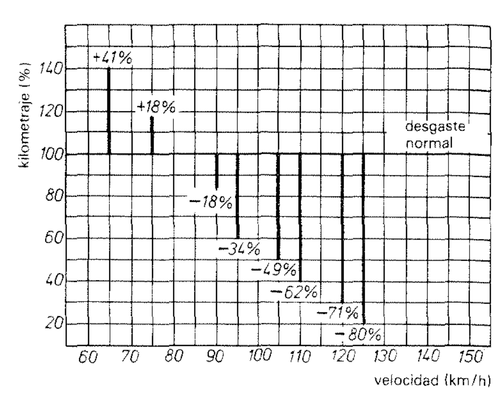


Fig. 10.61 Rendimiento de la cubierta en función de la velocidad.

En un vehículo que ruede de forma sostenida a elevada velocidad, con sobrecarga o con presión de inflado inferior a la prescrita, la temperatura puede llegar a los 150 °C. Teniendo en cuenta que la temperatura aproximada de vulcanización en las cubiertas es de 137 °C, cuando la temperatura del neumático se aproxima a dicho valor se producen alteraciones en las características del caucho, con peligro para la integridad de la cubierta.

Estas alteraciones en las características del caucho debilitan la bandá de rodadura, hombros y talones, así como el tejido del armazón, que pierde su resistencia a la tracción lo cual, con el aumento de presión por dilatación del aire, hace que la cubierta sea muy sensible a la rotura y estallido.

10.5.2.3 *Efectos de la velocidad*

Como el calor generado en la cubierta es fundamental para el rendimiento de la misma y el calor depende de la velocidad de desplazamiento, el rendimiento de una cubierta (fig. 10.61) está supeditado a la velocidad de utilización, *aumentando el desgaste de la misma a medida que se sobrepasa el límite de velocidad* para el que ha sido construida.

El desgaste rápido originado por circular a elevadas velocidades se puede reducir aumentando la presión de inflado de 0,2 a 0,3 kgf/cm^2 por encima de la presión prescrita.

10.5.2.4 *Influencia de la calzada*

Debido a la presión que se transmite al terreno y que origina el rozamiento de la cubierta, el *estado y características de la calzada* influye también directamente sobre el mayor o menor desgaste de los neumáticos, que será tanto mayor cuanto más rugosa sea la misma.

10.5.2.5 *Desgastes por defectos mecánicos*

Los defectos mecánicos en la alineación de las ruedas son causa de *desgastes irregulares y prematuros de los neumáticos.* Estos defectos actúan modificando la forma de rodaje de la rueda y hacen que el neumático *pise* incorrectamente y realice un arrastre de costado, lo que produce en dicha zona un mayor desgaste.

Los defectos mecánicos más frecuentes que influyen sobre el desgaste irregular de las cubiertas son los siguientes:

- Falta de paralelismo en los ejes.
- Desalineación de las ruedas.
- Bamboleo de las ruedas.
- Desigualdad en el frenado.

— *Paralelismo entre ejes.* Cuando los ejes no son paralelos entre sí, o no son perpendiculares al eje direccional del vehículo, se produce en el mismo una tendencia al giro por donde convergen los ejes. Esta anomalía, producida generalmente por deformación del bastidor o chasis, origina un desplazamiento lateral en las ruedas que provoca un desgaste prematuro de las mismas.

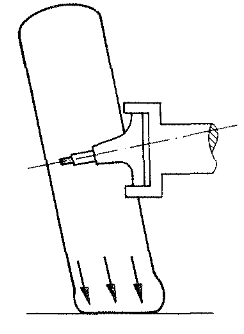


Fig. 10.62A Ángulo de caída grande.

— *Desalineación.* Un mayor ángulo de caída en la rueda (fig. 10.62A) influye sobre el desgaste de la cubierta en dos formas:

Produce un mayor desgaste en el hombro exterior de la cubierta debido a un mayor aplastamiento de esa zona sobre el terreno.

En segundo lugar, y debido a la diferencia en los radios de giro de la rueda para cada punto de la banda de rodadura, la distancia a recorrer por cada uno de ellos es distinta. Como la rueda impone un radio medio de giro durante la marcha, la zona interior es arrastrada mientras que la exterior está sometida a deslizamiento, efectos ambos que originan el desgaste irregular de la cubierta.

Este efecto, en combinación con el mayor aplastamiento lateral (fig. 10.62B), hace que el desgaste se produzca en la zona lateral de caída de la cubierta.

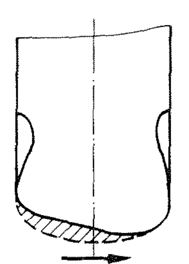


Fig. 10.62B Perfil característico de desgaste lateral en la cubierta por excesiva inclinación de la rueda.

Cuando la inclinación de la rueda no es constante por defectos mecánicos en el eje o mangueta, el desgaste suele producirse irregularmente por zonas.

Otra de las causas de desgaste irregular de las ruedas (fig. 10.63) es la excesiva convergencia o divergencia, que provocan un mayor desgaste sobre la zona exterior o interior de la banda de rodadura.

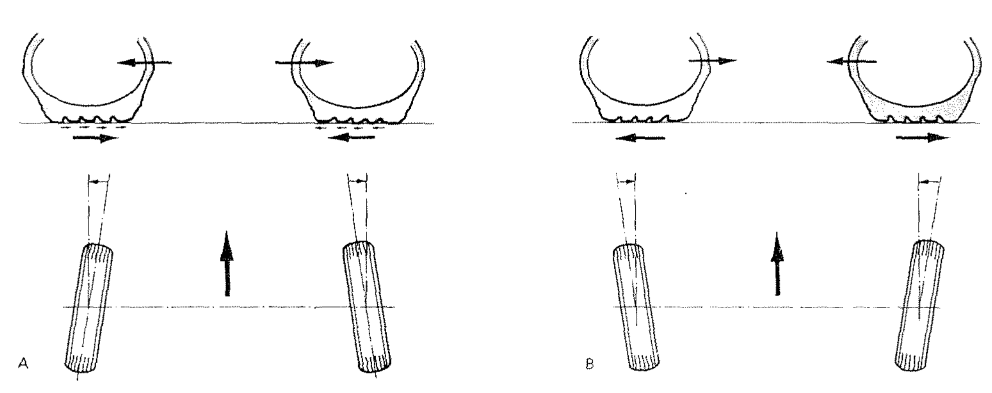


Fig. 10.63 Deformación y desgaste en la banda de rodadura: A, *por excesiva convergencia;* B, *por excesiva divergencia.*

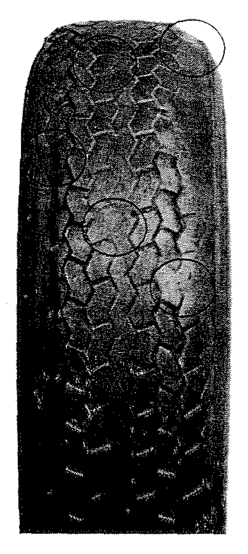


Fig. 10.64 Desgaste irregular de la cubierta.

— *Bamboleo.* El *bamboleo* se pone de manifiesto cuando el neumático no rueda siempre en un mismo plano de simetría, lo cual produce desplazamientos laterales bruscos e intensos causados por movimientos oscilantes sobre el terreno.

Este efecto, producido generalmente por deformación de la mangueta, llantas ladeadas, o defectuoso montaje de la cubierta, origina (fig. 10.64) desgastes irregulares sobre determinados puntos o zonas de la banda de rodadura.

— *Frenos.* El frenado desigual en las ruedas provoca un roce excesivo de la cubierta que frena más, ya que ésta absorbe un mayor porcentaje de energía en el frenado.

Lo mismo ocurre cuando los tambores están ovalados, excéntricos o mal ajustados, ocasionando, en determinadas zonas, una mayor concentración de esfuerzos que absorbe la cubierta y origina un mayor desgaste de la misma.

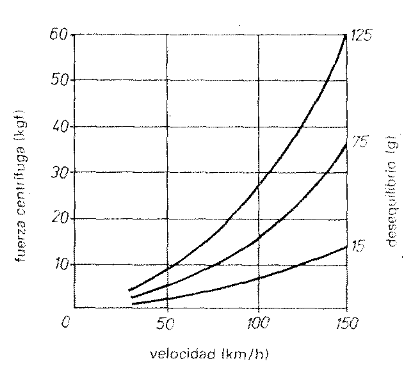


Fig. 10.65 Efecto de la fuerza centrífuga en rodaje de la rueda.

10.5.3 *Desequilibrio de las ruedas*

El desequilibrio de las ruedas puede ser *estático* o *dinámico* y se produce como resultado del desigual reparto de las fuerzas centrífugas originadas durante el giro de la rueda.

Es una de las causas principales del desigual desgaste en los neumáticos y sus efectos son particularmente importantes para los vehículos que ruedan a grandes velocidades (fig. 10.65). Se produce generalmente por las siguientes causas:

— Distribución no uniforme de la masa con respecto al eje de rotación.
— Desequilibrio entre los elementos que componen la rueda (llanta y neumático).
— Descentrado lateral de la rueda.
— Descentrado radial o excéntrico de la rueda.
— Deformación de la llanta por golpes.
— Reparaciones defectuosas en la cubierta o llanta.

10.5.3.1 *Desequilibrio estático*

Este desequilibrio se produce cuando la masa de la rueda tiene una distribución desigual con respecto al eje de rotación.

El exceso o falta de peso considerado en un punto del plano medio del neumático y perpendicular al eje de rotación (fig. 10.66A), hace que el centro de gravedad de la rueda no coincida con el centro geométrico (fig. 10.66B). Este desplazamiento del centro de gravedad en la rueda hace que, al girar, efectúe un movimien-

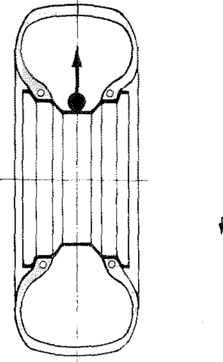


Fig. 10.66A

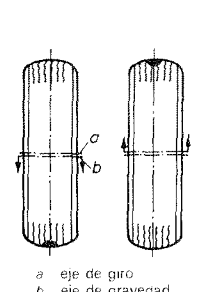
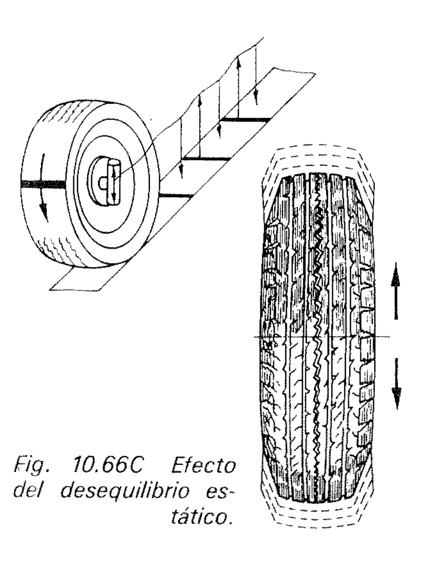


Fig. 10.66B

to perpendicular al terreno (fig. 10.66C), produciendo continuos golpes contra el mismo durante la marcha.

Estos golpes dan lugar a la rotura por fatiga en los elementos de giro y sustentación de la rueda, así como un rápido desgaste irregular en el neumático. La mayor amplitud de esta vibración suele presentarse alrededor de los 80 km/h.



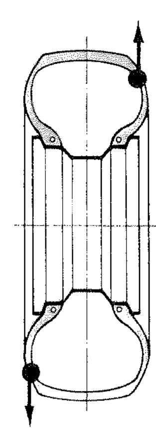


Fig. 10.66C Efecto del desequilibrio estático.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 2

Una cubierta de 700 mm de diámetro exterior tiene en la periferia una sobrecarga de 50 gramos. ¿Qué valor alcanza la fuerza centrífuga si el vehículo circula a una velocidad de 100 km/h?

Solución:

El peso en kilogramos es:

$$P = \frac{50}{1\,000} = 0{,}05 \text{ kgf}$$

La masa que le corresponde:

$$m = \frac{P}{g} = \frac{0{,}05}{9{,}81} = 0{,}005 \text{ kg}$$

La velocidad en metros por segundo es:

$$v = \frac{100}{3{,}6} = 27{,}77 \text{ m/s}$$

El radio donde se realiza el contrapeso es:

$$r = \frac{700}{2} = 350 \text{ mm} = 0{,}35 \text{ m}$$

La fuerza centrífuga:

$$F = m \cdot \frac{v^2}{r} = 0{,}005 \times \frac{27{,}77^2}{0{,}35} = 11 \text{ kgf}$$

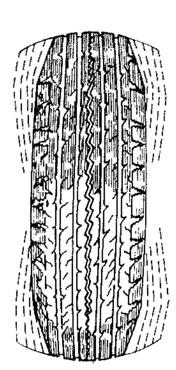


Fig. 10.67A

Para solucionar este inconveniente hay que proceder al *equilibrado estático de las ruedas.*

10.5.3.2 *Desequilibrio dinámico*

Este desequilibrio, igualmente debido a una distribución desigual de la masa, se origina cuando la desigual distribución se encuentra concentrada (fig. 10.67A) sobre puntos asimétricos con respecto al eje vertical o eje longitudinal de rodadura.

Este desequilibrio (fig. 10.67B) provoca un movimiento basculante de la rueda y, por consiguiente, esfuerzos anormales sobre los cojinetes de apoyo y elementos de suspensión, así como vibraciones en la dirección si es sobre las ruedas delanteras. Por tanto, el curso de la rueda es perturbado, ya que las fuerzas centrífugas no actúan en el mismo plano (fig. 10.67C).

Fig. 10.67B

Las fuerzas centrífugas crean un momento de torsión que modifica la situación del curso de la rueda y origina en ella un movimiento como el indicado en la figura 10.67D.

Cuando aparece este desequilibrio, que aumenta con la velocidad, la seguridad del vehículo queda comprometida, ya que la dirección se ve afectada al ser defectuosa la adherencia de las ruedas al terreno, sin contar con el peligro de rotura en los órganos de dirección y el deterioro de los neumáticos.

Para salvar todos estos graves inconvenientes las ruedas se deben *equilibrar dinámicamente.*

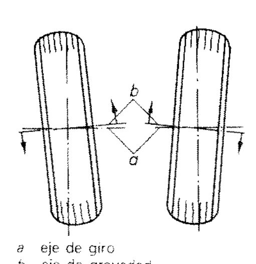


Fig. 10.67C

10.5.3.3 *Shimmy*

Se conoce como *shimmy* al conjunto de movimientos oscilantes mantenidos en las ruedas delanteras del vehículo por efecto del desequilibrio y que se pone de manifiesto por reacciones vibratorias en el volante de la dirección.

El origen de dicho fenómeno además del desequilibrio, reside en las oscilaciones que se producen en las ruedas directrices por efecto de oscilaciones verticales transmitidas por la suspensión.

Las causas principales que originan el *shimmy* son las siguientes:

- Desequilibrio en las ruedas.
- Ángulos de avance y caída excesivos.
- Montaje incorrecto de los neumáticos.
- Presión de inflado insuficiente.
- Anomalías de la suspensión.
- Incompatibilidad entre los sistemas de suspensión y dirección.

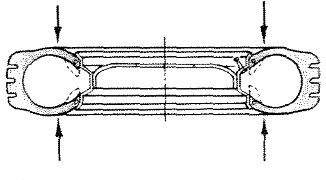


Fig. 10.67D Efectos del desequilibrio dinámico.

10.6 **Entretenimiento de las ruedas**

El correcto entretenimiento y el cuidado en el montaje de los neumáticos asegura una mayor vida útil de los mismos, así como un mayor rendimiento y seguridad en carretera.

Las normas a seguir para mejorar el rendimiento de los neumáticos son las siguientes:

- Cambio de cubiertas.
- Reparación de cubiertas.
- Normas de entretenimiento.
- Equilibrado de las ruedas.

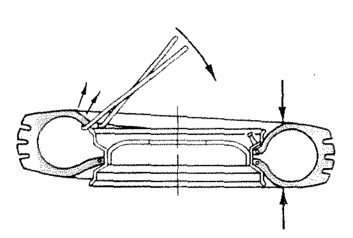
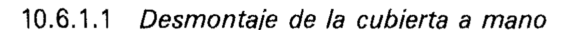


Fig. 10.68A Despegado de los talones.



10.6.1 *Cambio de cubiertas*

Una vez que una cubierta no cumple con las exigencias requeridas se debe montar otra nueva.



10.6.1.1 *Desmontaje de la cubierta a mano*

En primer lugar se quita el asiento o guarnición de la válvula y su caperuza dejando escapar el aire. A continuación se despegan los dos extremos de los talones de la cubierta por medio de un extractor (fig. 10.68A). También existen, para realizar el mismo cometido, dispositivos especiales de extracción a presión.

Como quiera que el anillo metálico limita la extensión por tracción de los talones, sólo es posible lograr sacar un talón sobre el borde de la llanta por un lado, quedando el otro dentro de la cavidad de la llanta. El talón opuesto a la válvula se desmonta por presión hacia abajo, de forma simultánea, por medio de dos palancas (fig. 10.68B). Una vez que está fuera el talón, se saca la cámara y se procede a extraer de la llanta el otro talón (fig. 10.68C).

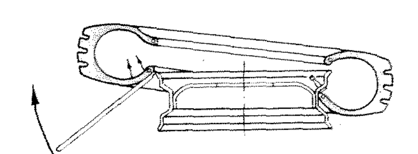


Fig. 10.68B Desmontaje del talón.



10.6.1.2 *Montaje de la cubierta a mano*

Para montar una cubierta se procede de igual forma que para desmontarla, pero en sucesión inversa de operaciones. Uno de los talones se coloca en el interior de la llanta y en la parte opuesta al agujero de la válvula y a continuación se introduce la cámara. Después se presiona alternativamente el segundo talón hasta conseguir su encaje en la llanta (fig. 10.69). La válvula de la cámara debe quedar hacia arriba y coincidir con el orificio de maniobra.

Fig. 10.68C Desmontaje total de la cubierta.

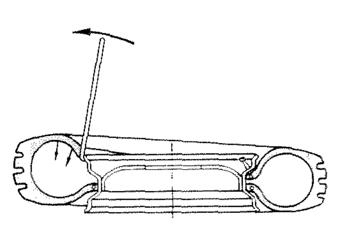


Fig. 10.69 Montaje de la cubierta a mano.



10.6.1.3 *Desmontaje y montaje de cubiertas a máquina*

En los talleres de reparaciones y en aquellos que se dedican exclusivamente a la reparación de ruedas se realiza por medio de dispositivos especiales adecuados (fig. 10.70). Para desmontarla se emplea el útil indicado en la figura 10.70A. El dispositivo de montaje (fig. 10.70B) lleva por lo general dos rodillos montados sobre una palanca que se deslizan durante el proceso de montaje alrededor del borde de la llanta. Uno de los rodillos presiona el talón de la cubierta mientras que el otro ro-

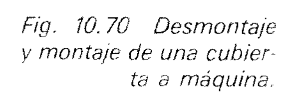
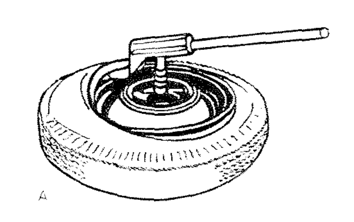
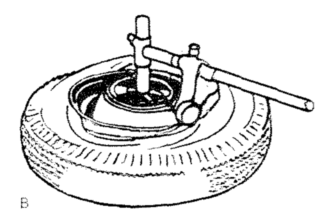


Fig. 10.70 Desmontaje y montaje de una cubierta a máquina.





dillo lo hace sobre el borde de la llanta. Por este procedimiento el talón de la cubierta no sufre ningún daño y descansa uniformemente. En la figura 10.71 puede verse una máquina de este tipo empleada para el montaje y desmontaje de cubiertas de turismo y en la figura 10.72 otro tipo de máquinas para cubiertas de ruedas de vehículos pesados e industriales.

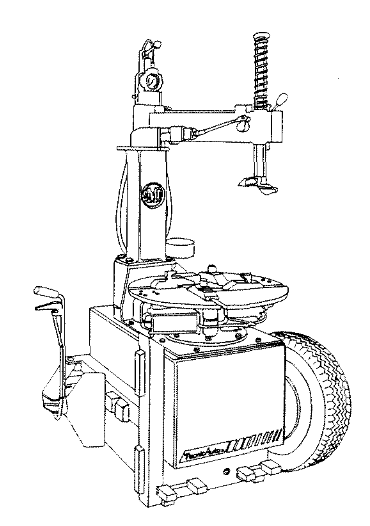


Fig. 10.71 Desmontador de ruedas de automóviles y motos (Schenck).

10.6.1.4 *Normas para el montaje de una cubierta*

— Evitar el empleo de cámaras que hayan sido usadas en otra cubierta. Estas cámaras, al igual que la cubierta, han sufrido envejecimiento perdiendo, por tanto, resistencia y elasticidad, a la vez que han aumentado sus dimensiones al distendirse.

— Emplear cámaras de dimensiones adecuadas a la cubierta. Si tienen menor dimensión, sufren dilataciones y alargamiento excesivo en su material, lo que disminuye su resistencia al roce y a las roturas. Si tienen mayor dimensión, quedan arrugadas dentro de la cubierta y la propia presión del aire produce cizalladura sobre los bordes arrugados.

— No emplear obuses usados en las válvulas.

— Comprobar la limpieza de la cámara y de la cubierta antes del montaje, así como la posible existencia de cuerpos extraños en la boca de la válvula.

— Probar las cámaras antes de montar, inflándolas lentamente para detectar posibles anomalías en su material.

— Al sustituir o cambiar cubiertas es conveniente proceder al equilibrado de las ruedas.

— Durante el montaje de las ruedas al vehículo, procurar que los tornillos de fijación sean apretados por lo menos en dos fases alternativamente.

— En el montaje de ruedas gemelas para vehículos de carga tiene especial importancia el correcto emparejamiento de las mismas. De no tener igual diámetro, presión de inflado, características, etc., se obtienen distribuciones desiguales en la carga, originando en una de ellas tensiones anormales en el armazón y un mayor desgaste.

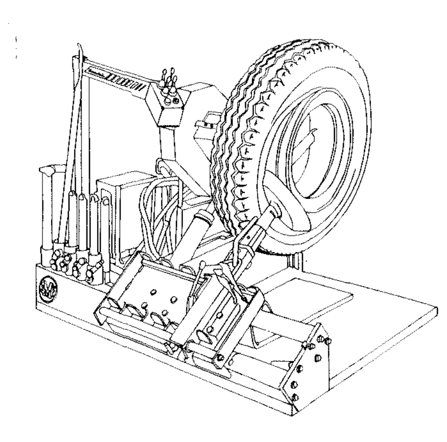
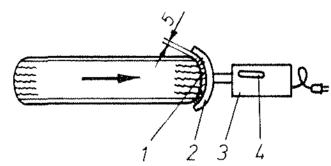


Fig. 10.72 Desmontador de ruedas de vehículos pesados (Schenck).

10.6.2 *Reparación de cubiertas*

Si en el bandaje penetra algún cuerpo extraño, el aire se escapa, por lo general muy lentamente, y puede ocasionar daños importantes. Especialmente un bandaje sin cámara debe, por este motivo, revisarse periódicamente para evitar la penetración de algún cuerpo extraño. Para localizar estos cuerpos extraños se utiliza un *equipo detector* cuyo esquema se representa en la figura 10.73.

El cuerpo extraño, normalmente, es un elemento punzante y deja, al separarlo de la cubierta, un agujero en forma de grieta. En los talleres de reparaciones emplean procedimientos especiales para reparar estas grietas. Cuando el dibujo de la cubierta está desgastado se puede recuperar por medio de un vulcanizado de la misma.



1 inclusión metálica
2 campo de inducción
3 aparato para localizar metales
4 indicador

Fig. 10.73 Esquema de funcionamiento de un detector de metales.

10.6.3 *Normas de entretenimiento*

— Mantener siempre los neumáticos a la presión recomendada.

— Verificar periódicamente la alineación de las ruedas.

— Intercambiar cada 5 ó 6 000 km (fig. 10.74A y B) la posición de los neumáticos en el vehículo. Con esta operación se logra un desgaste uniforme en todos ellos y se obtiene un mayor rendimiento kilométrico.

— Mantener los frenos correctamente ajustados.

— Comprobar periódicamente el equilibrado de las ruedas.

10.6.4 *Equilibrado de las ruedas*

Todos los elementos de una rueda han sido ya *equilibrados* durante el proceso de construcción de la rueda. Sin embargo, se toleran pequeñas diferencias de peso en sus componentes, diferencias que se pueden compensar total o parcialmente

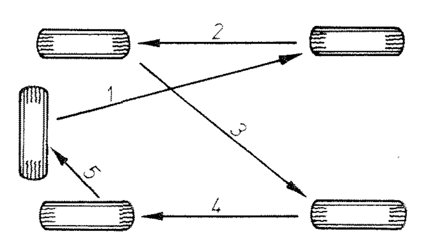


Fig. 10.74A Orden de intercambio de ruedas en turismos.

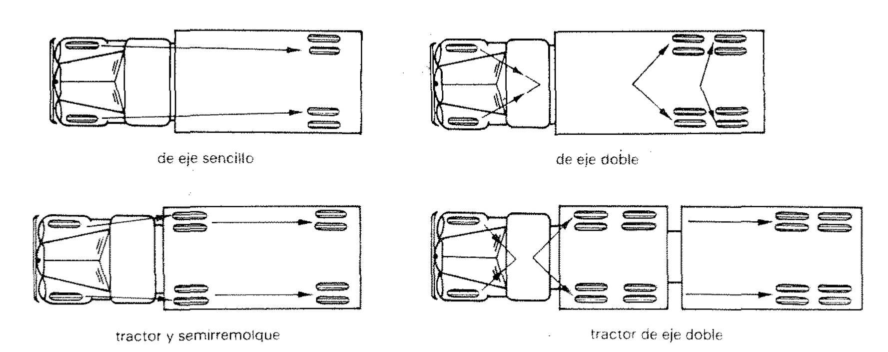


Fig. 10.74B Intercambio de ruedas en camiones.



Fig. 10.75A Equilibrado de ruedas colocando contrapesos.

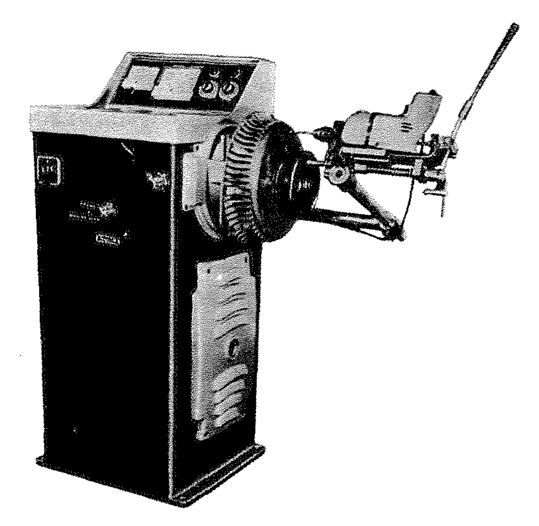


Fig. 10.75B Equilibrado de ruedas quitando material.

pero que se influencian mutuamente; también influyen los cambios de cubiertas; por estas razones las ruedas deben ser nuevamente equilibradas.

Antes del equilibrado de las ruedas es conveniente realizar la revisión de los asientos y de las cubiertas sobre las llantas, así como los ajustes de los cojinetes y las suspensiones. El juego permisible no debe sobrepasarse y, en caso contrario, deben ajustarse estos elementos o cambiarlos si es necesario.

El equilibrado se puede efectuar de forma *positiva,* colocando peso (figura 10.75A) o de forma *negativa,* quitando material (fig. 10.75B). En la figura 10.75C puede apreciarse los lugares de la rueda más normales para colocar los contrapesos o efectuar taladros.

El *equilibrado de las ruedas* consiste en colocar sobre las mismas (fig. 10.75A) unos contrapesos que se fijan normalmente sobre el borde de la llanta o efectuar unos taladros casi siempre en el tambor del freno (fig. 10.75B). De esta forma se compensa, con el aumento o disminución de peso, el desequilibrio, tanto *estático* como *dinámico,* producido en la rueda por el desigual reparto de masas en la misma.

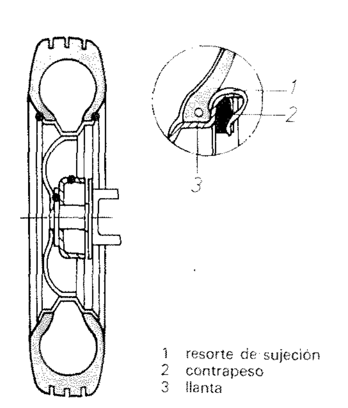


Fig. 10.75C Lugares más normales para colocar los contrapesos o hacer taladros.

10.6.4.1 *Máquina equilibradora de ruedas*

La rueda desmontada se coloca en la *máquina equilibradora* (fig. 10.76A y B), capaz de realizar el equilibrado localizando el punto exacto de emplazamiento de los contrapesos.

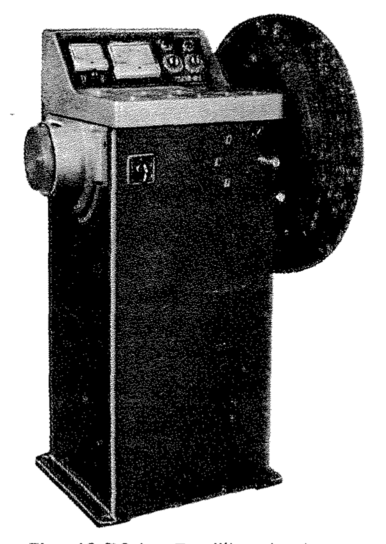


Fig. 10.76A Equilibrado de ruedas.

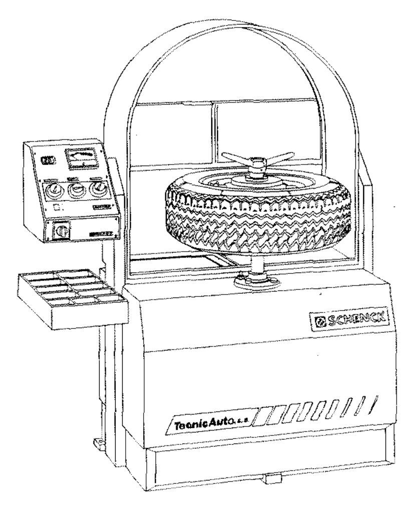


Fig. 10.76B Equilibradora de ruedas (Schenck).

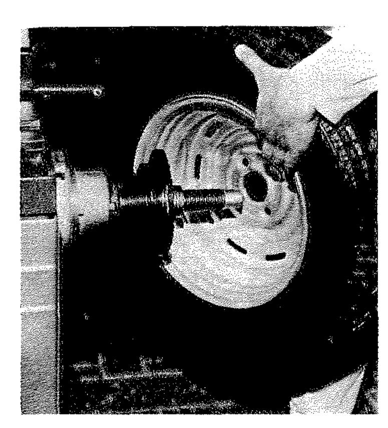
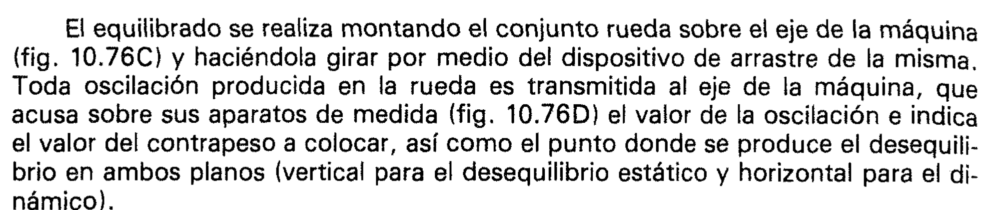
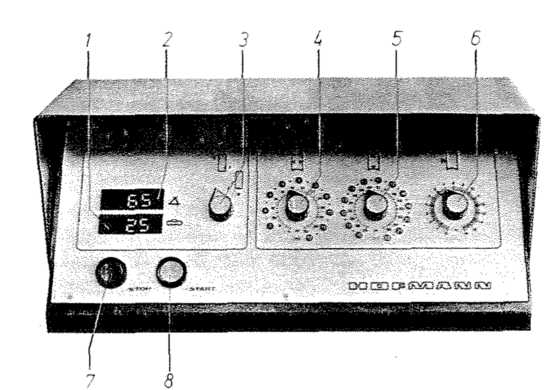


Fig. 10.76C



El equilibrado se realiza montando el conjunto rueda sobre el eje de la máquina (fig. 10.76C) y haciéndola girar por medio del dispositivo de arrastre de la misma. Toda oscilación producida en la rueda es transmitida al eje de la máquina, que acusa sobre sus aparatos de medida (fig. 10.76D) el valor de la oscilación e indica el valor del contrapeso a colocar, así como el punto donde se produce el desequilibrio en ambos planos (vertical para el desequilibrio estático y horizontal para el dinámico).

El desequilibrio de las ruedas se debe, en general, a golpes producidos sobre la llanta o al desgaste anormal de la cubierta, siendo conveniente realizar esta operación de equilibrado cada 10 ó 15 000 km y siempre que se cambie de neumáticos.



1 indicador digital de la magnitud
2 indicador digital del ángulo
3 conmutador para la medición de los planos izquierdo y derecho para recuperar los valores memorizados así como para la medición del desequilibrio estático
4 regulador de la anchura de la llanta
5 regulador del diámetro de la llanta
6 regulador para la distancia máquina/pestaña de la llanta
7 pulsador de paro
8 pulsador de puesta en marcha

Fig. 10.76D Aparato de medida para el equilibrado de ruedas (Hofmann).

10.6.4.2 *Máquina equilibradora sin desmontar la rueda del vehículo*

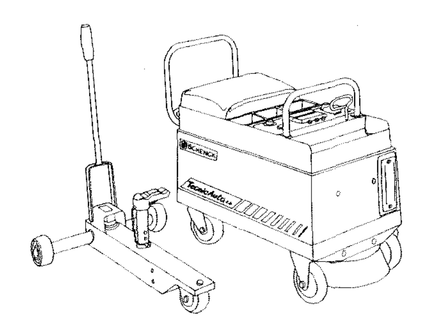


Fig. 10.77 Equilibradora de ruedas (Schenck).

De todos los sistemas de equilibrado, el que mejor responde a las necesidades de constructores y reparadores, es el que se efectúa sobre el vehículo *sin desmontar las ruedas* ya que, con ello, se logra compensar todos los desequilibrios, tanto los propios del neumático como los del tambor de freno, llanta y descentramiento en la sujeción de la rueda.

Esta máquina (fig. 10.77) permite compensar el desequilibrio estático y el dinámico, hasta velocidades de giro de la rueda, equivalentes a 160 km/h. Para efectuar un perfecto equilibrado, sólo es preciso un lanzamiento. El sistema electrónico indica exactamente el peso necesario y, con la ayuda de la lámpara estroboscópica, el lugar de la llanta en que debe situarse.

Lleva un conmutador de diez sensibilidades para adaptar las respuestas de la máquina al vehículo a equilibrar.

CUESTIONARIO

10.1 ¿Qué misión cumplen las ruedas en un vehículo?
10.2 Formas constructivas de las ruedas metálicas y características de las mismas.
10.3 Ventajas e inconvenientes de las ruedas de aleación ligera.
10.4 Forma y tipos de llantas empleadas en automoción.
10.5 ¿Cuáles son las dimensiones comerciales que caracterizan a una llanta?
10.6 Definir los elementos o partes constructivos de una cubierta.
10.7 ¿Cómo se clasifican las cubiertas según el tipo de armazón empleado y en qué se diferencian?
10.8 ¿Qué características presentan las cubiertas radiales y qué ventajas tienen sobre las convencionales?
10.9 Explicar la importancia que tiene el dibujo de la banda de rodadura en las cubiertas.
10.10 Tipos de cubiertas empleadas en automoción según su aplicación.
10.11 ¿Qué tipos de cubiertas se emplean para el rodaje sobre hielo y cómo están formadas?
10.12 ¿Cuáles son las medidas comerciales de una cubierta y cómo se identifican?
10.13 ¿Qué se entiende por relación de forma en una cubierta y para qué se emplea?
10.14 ¿Qué nomenclatura comercial se emplea para la identificación de cubiertas y qué representa cada uno de sus números y símbolos?
10.15 ¿Qué tipo de materiales se emplean en la fabricación de cubiertas?
10.16 ¿Qué diferencia existe entre materiales de refuerzo y materiales de recubrimiento?

10.17 ¿Qué características deben reunir los cauchos empleados en la fabricación de cubiertas?
10.18 Tipos de cauchos empleados en la fabricación de cubiertas.
10.19 Explicar esquemáticamente el proceso de fabricación de las cubiertas.
10.20 ¿Qué misión cumple el vulcanizado y cómo se realiza?
10.21 ¿Qué diferencia hay entre los neumáticos con cámara y sin cámara?
10.22 ¿De qué depende la capacidad de carga en un neumático?
10.23 En qué consiste el fenómeno de aguaplaning y causas que lo producen.
10.24 ¿Qué diferencia existe entre el hidroplaning dinámico y el hidroplaning viscoso?
10.25 Características generales que deben reunir los neumáticos.
10.26 Averías que se producen en las cámaras y causas que las originan.
10.27 Influencia y efectos que origina la presión de inflado sobre los neumáticos.
10.28 ¿Cómo influye la temperatura sobre el rendimiento de los neumáticos?
10.29 Qué tipos de desequilibrio se originan en las ruedas y causas que los producen.
10.30 Efectos que produce el desequilibrio en las ruedas.
10.31 Normas de entretenimiento y cuidados que hay que realizar en las ruedas para aumentar su rendimiento.
10.32 ¿En qué consiste el equilibrado de las ruedas y cómo se efectúa?

EJERCICIOS A REALIZAR

1.º Determinar las dimensiones comerciales y las características de utilización en una cubierta cuya nomenclatura es: 155/70-SR 13.

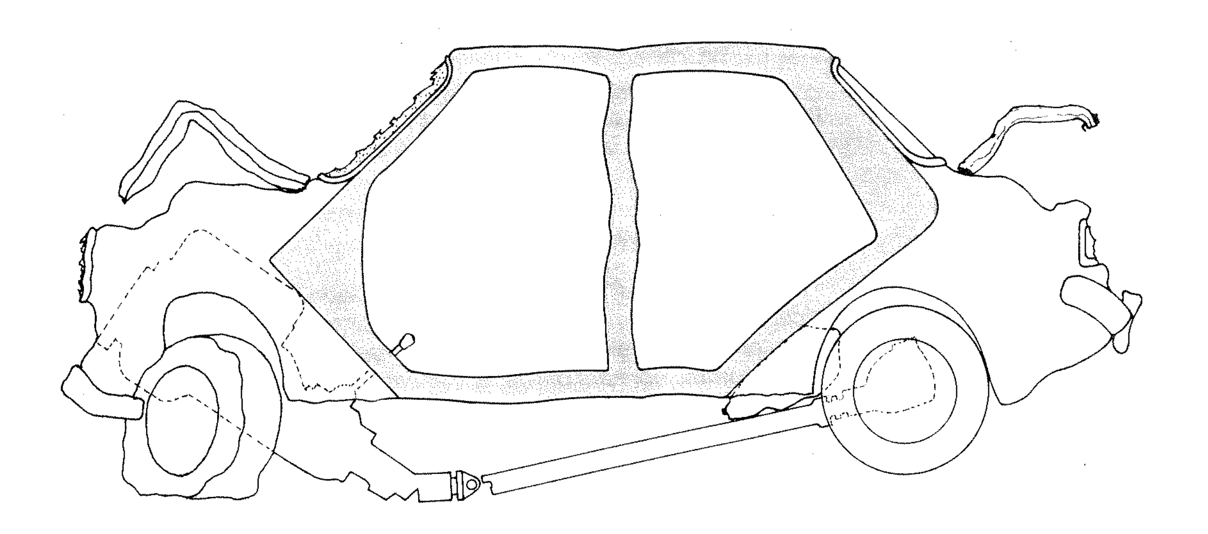
2.º ¿Cuál es el diámetro exterior de rodadura de una cubierta, cuyas medidas comerciales son: 6,00-15, sabiendo que la relación de forma es 0,70?

3.º El motor de un vehículo equipado con ruedas de 155/85-15" y con relación de puente 6/35 gira a 5 000 r. p. m. ¿Cuál es la velocidad lineal de desplazamiento en km/h, sabiendo que la relación acoplada en la caja de cambios es de 0,85/1?

4.º Un vehículo cuyas ruedas giran a 1 000 r. p. m. desarrolla una velocidad lineal de 120 km/h. Sabiendo que la cubierta es radial de alta velocidad, con una relación de forma del 80 % y un ancho de cubierta de 6", determinar las dimensiones de la cubierta expresadas según nomenclatura inglesa.

5.º Una cubierta de serie normal acoplada a una llanta de 16" tiene un diámetro exterior de 70 cm. Calcular el ancho de sección y expresar las dimensiones comerciales según nomenclatura mixta.

11. Condiciones de seguridad en los vehículos



OBJETIVOS

— *Determinar las causas y efectos que produce la deriva sobre el comportamiento direccional en los vehículos.*

— *Analizar la relación que existe entre ruedas, frenos y suspensión sobre la estabilidad dinámica del vehículo.*

— *Poner de relieve la importancia de las condiciones de seguridad pasiva que deben reunir los vehículos.*

EXPOSICIÓN DEL TEMA

11.1 Introducción

Sobre la seguridad vial en carretera intervienen tres factores decisivos que configuran el llamado *triángulo de seguridad* y son: el *hombre,* el *vehículo* y la *carretera.* El comportamiento y estado de los mismos durante el desplazamiento del vehículo hacen que, en situaciones de peligro, el accidente pueda tener lugar o no, así como que las consecuencias del mismo sean más o menos graves.

— *Factor humano.*

Está demostrado que la mayor parte de los accidentes en carretera son atribuidos a *fallos humanos* por imprudencias o irresponsabilidad, mientras que un porcentaje reducido se debe a *fallos mecánicos.*

— *Seguridad del vehículo.*

En cuanto al vehículo, se puede decir que la dinámica del movimiento, cada día más exigente en cuanto a velocidad a desarrollar, está íntimamente ligada a la seguridad, tanto para el vehículo como para los ocupantes del mismo, atendiendo, a su vez, a la mayor confortabilidad de los pasajeros.

Estos condicionantes hacen del vehículo un conjunto complicado en cuanto a diseño, ya que, además de sus componentes mecánicos, hay que atender a la seguridad vial en la que intervienen directamente los componentes de *seguridad activa* y los de *seguridad pasiva,* conjugando todos ellos para obtener en el vehículo una mayor estabilidad direccional y seguridad en la marcha.

— *La carretera.*

La calidad de la calzada depende de las entidades oficiales responsables; por tanto, el conductor, conociendo el tipo de vehículo que lleva en sus manos, actuará en consecuencia al observar la clase de calzada por donde circula.

11.2 Seguridad activa

La *seguridad activa* está condicionada al comportamiento dinámico del vehículo durante su desplazamiento en carretera. En este comportamiento interviene directamente la relación que existe entre *ruedas, frenos* y *suspensión,* factores que condicionan, en función de la velocidad de desplazamiento, la estabilidad de marcha en los vehículos, así como las desviaciones de trayectoria por efecto de fuerzas unilaterales que actúan sobre él.

Estas fuerzas, además de limitar la velocidad, influyen notablemente sobre la posición dinámica con respecto a la calzada y definen la actuación del conductor en cada circunstancia para estabilizar la marcha.

11.2.1 *Efecto de deriva en los vehículos*

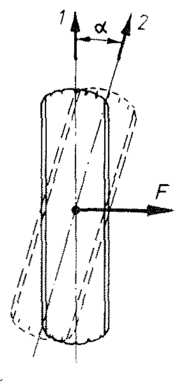


Fig. 11.1 Ángulo de deriva.

Todo vehículo, sin causa aparente de deslizamiento, *tiende a desplazarse lateralmente en una dirección* (fig. 11.1) y forma un determinado ángulo (α) con la perpendicular a su eje de rotación o sea con la trayectoria de desplazamiento. Esta desviación direccional, llamada *deriva,* se debe, en general, a la deformación que sufre la banda de rodadura y los flancos del neumático cuando está sometido a esfuerzos transversales que modifican la dirección de la marcha.

El *ángulo de deriva* (α) formado por estas dos componentes, llamadas dirección

teórica (1) y *efectiva* (2), es proporcional a la componente de fuerza lateral *(F)* que actúa sobre las ruedas y está en función del tipo de neumático, presión de inflado y peso del vehículo, ya que estos dos últimos componentes determinan la reacción que opone el neumático a la deformación producida por la fuerza transversal.

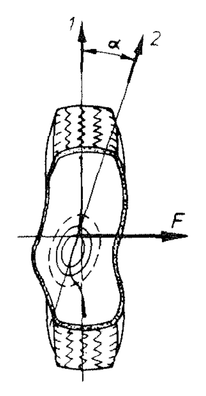


Fig. 11.2 Deformación de la huella.

11.2.1.1 *Deriva en recta*

Cuando el vehículo está sometido a una *fuerza lateral (F)* (fig. 11.2), la parte del neumático en contacto con el terreno se mantiene en posición gracias a la adherencia del mismo, mientras que el resto de la rueda tiende a desplazarse por efecto de la fuerza que actúa sobre ella. Esto origina una deformación transversal en la huella producida por la resultante de ambas componentes y hacen que la rueda siga una trayectoria distinta a la deseada.

Cuando se circula a poca velocidad o la componente de fuerza lateral es pequeña, la deformación de la rueda es absorbida por la rigidez transversal del neumático que anula el efecto de deriva; pero cuando la velocidad es alta o la componente de fuerza lateral es fuerte, la deriva se hace sensible, siendo preciso corregir constantemente la dirección para anular dicho efecto.

11.2.1.2 *Deriva en curva*

Cuando el vehículo toma una curva, las ruedas delanteras toman la trayectoria curvilínea impuesta por la dirección, pero, por la acción de las fuerzas perturbadoras que actúan sobre el vehículo —en este caso fuerza centrífuga, componente lateral del viento, empuje propio del motor, etc.— se produce un desplazamiento lateral denominado *deriva,* que tiende a desviarlo de la trayectoria teórica a seguir.

En este caso el efecto de deriva o desplazamiento lateral de las ruedas (figura 11.3), modifica el centro de rotación del vehículo. Esto hace que el centro de gravedad del mismo describa una trayectoria divergente con respecto a la teórica, con tendencia a salirse de la carretera.

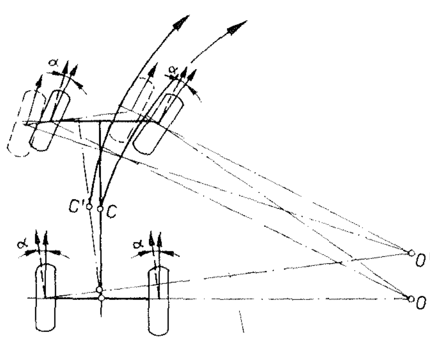


Fig. 11.3 Efecto de la deriva en las curvas.

11.2.1.3 *Efectos de la fuerza centrífuga sobre la deriva*

La causa que más influye sobre la deriva o desviación direccional en las curvas es la *fuerza centrífuga.* Esta fuerza *(F_c)* de componente normal al movimiento (fig. 11.4) y aplicada en el centro de gravedad del móvil, depende de la masa del mismo, velocidad de giro y radio de la curva; su valor, en función de estas variables, es:

$$\boxed{F_c = m \cdot \frac{v^2}{R}} \qquad [11.1]$$

F_c = fuerza centrífuga en kgf
m = masa del vehículo en kg
v = velocidad de desplazamiento en m/s
R = radio de giro en m

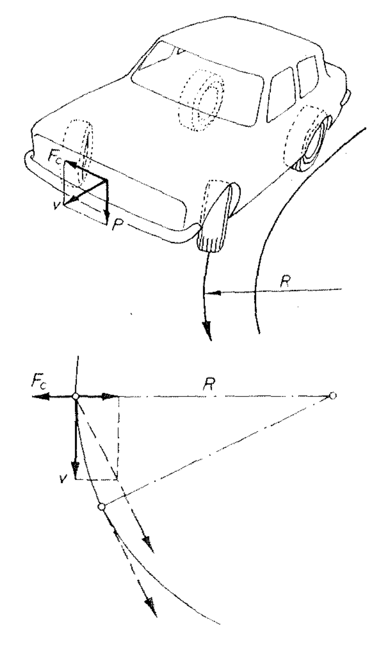


Fig. 11.4 Efectos de la fuerza centrífuga al tomar una curva.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 1

¿Cuál es la fuerza centrífuga que actúa sobre un vehículo que pesa 1 400 kgf cuando toma una curva de 40 m de radio a una velocidad de 90 km/h?

Solución:

Siendo la masa del vehículo:

$$m = \frac{P}{g} = \frac{1\,400}{9{,}81} = 142{,}7 \text{ kg}$$

y la velocidad del vehículo:

$$v = \frac{90}{3{,}6} = 25 \text{ m/s}$$

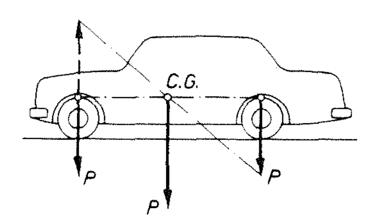


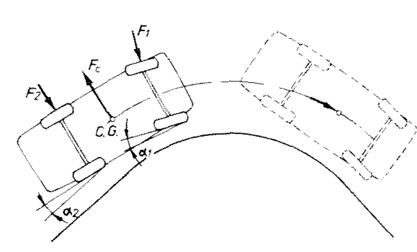
Fig. 11.5A Centro de gravedad.

dando valores en la expresión [11.1] se tiene:

$$F_c = m \cdot \frac{v^2}{R} = 142{,}7 \times \frac{25^2}{40} = 2\,229{,}7 \text{ kgf}$$

Cuando la velocidad es pequeña o el radio de giro muy grande, la fuerza centrífuga o fuerza de componente lateral que incide sobre el vehículo es de escasa importancia e influye ligeramente sobre la trayectoria impuesta por la dirección. Esta pequeña desviación es absorbida por la reacción elástica que oponen los neumáticos a ser arrastrados lateralmente.

Sin embargo, cuando la velocidad es grande o la curva muy cerrada, la desviación de trayectoria por efecto de la fuerza centrífuga se hace sensible y el conductor tiene que aumentar el radio de giro para compensar el desplazamiento lateral o deriva. Este efecto puede llegar a ser crítico cuando se sobrepasa el límite de estabilidad, no dando tiempo al conductor a compensar con el volante el ángulo preciso para corregir la desviación de trayectoria, produciéndose, en este caso, el derrape que hace que el vehículo se salga de la curva.



F_1 y F_2 = fuerzas de conducción
F_c = fuerza centrífuga
C. G. = centro de gravedad
α_1 y α_2 = ángulos de deriva

Fig. 11.5B Comportamiento de la dirección en vehículos con la carga uniforme.

11.2.1.4 *Efectos del peso sobre la deriva*

El peso total que gravita sobre el vehículo, que resulta del peso propio más la carga, se considera repartido sobre sus dos ejes de sustentación y aplicado en el punto medio sobre el eje longitudinal de simetría del vehículo.

El reparto de cargas sobre los ejes (fig. 11.5A) determina el centro de gravedad del vehículo y es de suma importancia para las características dinámicas del mismo, sobre todo para ponderar las variables que intervienen en su desplazamiento o deriva. En la figura 11.5B puede apreciarse la dirección que sigue en este caso el vehículo, al tomar la curva.

Otra de las causas a tener en cuenta en la dinámica del movimiento es el *desplazamiento de peso* que se produce durante el frenado, donde aproximadamente un 20 % del total se transfiere a las ruedas delanteras. Esto hace que las ruedas directrices se encuentren sobrecargadas y las traseras descargadas en el mismo porcentaje, lo que origina un desplazamiento del centro de gravedad del vehículo. Este efecto influye notablemente sobre la deriva en cada una de ls ruedas y la fuerza centrífuga que actúa en curva sobre cada uno de los ejes.

11.2.1.5 *Infravirado y sobrevirado*

Estos efectos se producen cuando el reparto de cargas que gravitan sobre cada eje del vehículo hace que el centro de gravedad del mismo se traslade hacia el eje delantero o trasero.

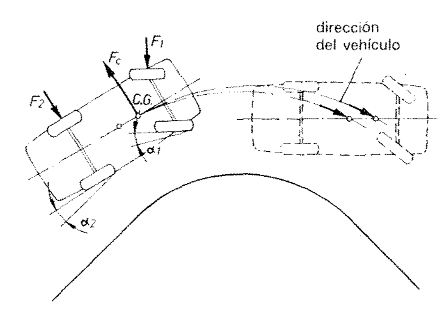


Fig. 11.6A Dirección de un vehículo con carga delantera.

— *Infravirado.*

Cuando el peso es mayor en el eje delantero que en el trasero, por efecto de este mayor peso se produce en las ruedas delanteras un mayor ángulo de deriva y, por tanto, un mayor desplazamiento lateral en las ruedas. Este efecto, conocido como *infravirado* o tendencia del vehículo a abrirse por delante tomando una curva más abierta (fig. 11.6A), obliga al conductor a efectuar un mayor giro en el volante para tomar la curva.

— *Sobrevirado.*

En vehículos cuyo centro de gravedad se ha trasladado hacia el eje trasero, al ser mayor el peso en estas ruedas, produce un mayor ángulo de deriva en las mismas y, por tanto, un mayor arrastre lateral que en las delanteras. Esto hace que el vehículo tienda a abrirse por detrás en las curvas, o lo que es lo mismo, a cerrarse por delante (fig. 11.6B).

Este efecto, conocido como *sobrevirado* o tendencia del vehículo a cerrarse en las curvas, obliga también al conductor a corregir el ángulo de giro en el volante en sentido contrario.

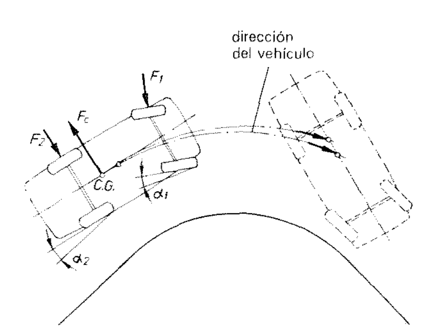


Fig. 11.6B Dirección de un vehículo con carga trasera.

— *Ventajas del vehículo infravirador.*

Cuando estos efectos se manifiestan en línea recta producidos por un fuerte viento lateral, la reacción de un vehículo *infravirador* es más estable, con tendencia a corregirse solo. Por el contrario, el *sobrevirador* es más inestable y precisa constante corrección por parte del conductor.

En curva, como el control de la dirección se realiza sobre las ruedas delanteras,

es más favorable la corrección de la misma en vehículos infraviradores que en los sobreviradores, por la tendencia de las ruedas delanteras a seguir la trayectoria impuesta por el eje trasero, obteniendo, por tanto, mejor estabilidad direccional. Las desviaciones del eje trasero en curva, al no poder controlar estas ruedas, producen una mayor inestabilidad en el vehículo.

Debido a estas causas, se tiende hoy día a fabricar los vehículos ligeramente infraviradores, con un reparto de cargas ligeramente superior en el eje delantero. Con ello se obtiene una mayor estabilidad direccional y se proporciona además mayor comodidad al conductor.

11.2.2 *Estabilidad en marcha de un vehículo*

La estabilidad durante el desplazamiento del vehículo consiste en conseguir que éste se mantenga en equilibrio estable tanto *transversal* como *longitudinalmente,* sea cual sea el estado del terreno y las condiciones del desplazamiento.

11.2.2.1 *Equilibrio transversal*

El equilibrio transversal viene condicionado por el *cabeceo* y el *escorado.*

— *Cabeceo de un vehículo.*

El *cabeceo* consiste en un movimiento oscilatorio (fig. 11.7) alrededor de un eje horizontal situado longitudinalmente en el plano de simetría del vehículo. Se produce generalmente por la flexión elástica de los órganos de suspensión y, es tanto más acusado, cuanto más flexibles sean los resortes y elementos de suspensión.

— *Escorado en un vehículo.*

El *escorado* consiste en un defecto de equilibrio lateral en las curvas con tendencia al desplazamiento del vehículo y se produce por efecto de la fuerza centrífuga F_c (fig. 11.7) que actúa hacia el exterior de la zona de rodaje.

— *Misión de los estabilizadores.*

La estabilidad transversal se consigue por medio de los *estabilizadores,* que son elementos destinados a anular o reducir al mínimo los movimientos transversales del vehículo durante la marcha. Como elementos estabilizadores se emplean (ver tema 5) barras estabilizadoras unidas al puente y estructura del chasis o carrocería, resortes transversales y barras de torsión fijadas a los brazos de suspensión de las ruedas.

Estos elementos conjugan la flexibilidad de la suspensión con la estabilidad y permiten disponer una suspensión más suave para mayor confort de los pasajeros, contrarrestando, a su vez, la mayor inseguridad que estas suspensiones proporcionan al mismo.

11.2.2.2 *Equilibrio longitudinal*

El *equilibrio longitudinal* en los vehículos viene afectado por el cabeceo o balanceo antero-posterior de los ejes de sustentación, lo que produce (fig. 11.8) un movimiento de oscilación alrededor de un eje horizontal normal al desplazamiento del vehículo. Estas oscilaciones pueden llegar a ser importantes cuando las ondulaciones de la carretera tienen una frecuencia igual a la del cabeceo.

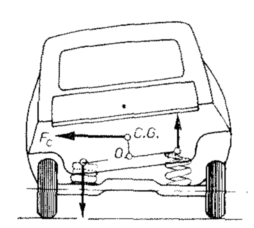


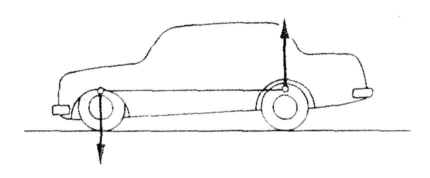
Fig. 11.7 Cabeceo y escorado.

— *Componentes que influyen en el cabeceo.*

Los componentes que más influyen en la estabilidad longitudinal del vehículo son: el reparto de masas y la flexibilidad de la suspensión. Cuanto mayor sea el peso del vehículo situado en el eje de oscilación y mayor la flexibilidad en ese eje, mayor es el cabeceo o movimiento oscilante del mismo.

— *Formas de reducir este efecto.*

Un sistema de reducir, e incluso de anular, este desequilibrio es colocar una suspensión más dura, lo cual va, a su vez, en detrimento de la confortabilidad de los pasajeros. Debido a esto hoy día se tiende a la mejora de las carreteras y a la creación de autopistas de rodaje; con un firme de calidad los efectos de este desequilibrio son de menor importancia, por lo que se tiende más, sobre todo en turismos, a lograr confortabilidad que a anular estos efectos, estudiando tipos de


Fig. 11.8 Balanceo.

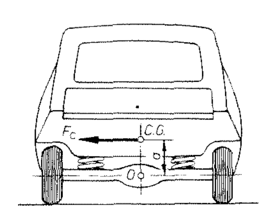


Fig. 11.9A Momento de torsión.

suspensión que eliminen este desequilibrio sin afectar al confort de los pasajeros.

El sistema ideal de suspensión que corrige estos efectos sin afectar para nada al confort del vehículo, son las *suspensiones conjugadas* (ver tema 5).

11.2.3 *Efectos de la fuerza centrífuga sobre la estabilidad*

Cuando el vehículo toma una curva, la fuerza centrífuga aplicada al centro de gravedad del mismo origina un *momento de torsión* (fig. 11.9A) bajo cuyo efecto se inclina hacia el exterior de la curva toda la estructura del vehículo.

Este momento de torsión que produce el desplazamiento lateral de la carrocería, depende del valor de la fuerza centrífuga y de la *longitud efectiva* del brazo de oscilación, según la situación del centro oscilante en los elementos de suspensión y sustentación.

$$\boxed{M_t = F_c \cdot a} \qquad [11.2]$$

M_t = momento de torsión
F_c = fuerza centrífuga aplicada al centro de gravedad del vehículo
a = distancia del centro de gravedad al eje de oscilación transversal del vehículo

EJERCICIO RESUELTO

Problema 2

¿Qué momento de torsión se origina en un vehículo que pesa 1 200 kgf cuando toma una curva de 60 m de radio a 100 km/h, sabiendo que la distancia del centro de gravedad al eje de oscilación transversal es de 15 cm?

Solución:

Siendo la masa del vehículo:

$$m = \frac{P}{g} = \frac{1\,200}{9{,}81} = 122{,}3 \text{ kg}$$

y la velocidad lineal en m/s:

$$v = \frac{100}{3{,}6} = 27{,}8 \text{ m/s}$$

la fuerza centrífuga que actúa sobre el vehículo es:

$$F_c = m \cdot \frac{v^2}{R} = 122{,}3 \times \frac{27{,}8^2}{60} = 1\,575{,}3 \text{ kgf}$$

Aplicando estos valores a la expresión [11.2], el momento de torsión que se origina en el vehículo es:

$$M_t = F_c \cdot a = 1\,575{,}3 \times 0{,}15 = 236{,}3 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

— ***Influencia de la posición del centro de oscilación.***

Los vehículos con eje rígido (fig. 11.9A) poseen un *centro de oscilación bajo,* contribuyendo con ello a un mayor desequilibrio transversal y, por tanto, a una mayor inclinación del vehículo en las curvas. Sin embargo, los vehículos con ejes oscilantes (fig. 11.9B) poseen un *centro de oscilación más elevado* acortando así la distancia al centro de gravedad, por tanto son menos propensos a la inclinación en las curvas.

El eje de oscilación en los vehículos, debido a su forma constructiva, suele ser diferente para cada eje, lo que define, por tanto, un momento de torsión también diferente en cada uno de ellos. Esto hace que la estructura del vehículo se incline (fig. 11.7), girando alrededor de un eje medio que une entre sí los dos centros de oscilación y que, por lo general, desciende hacia el eje delantero. Este eje, denominado *eje de balanceo,* define, como ya se vio, el cabeceo y el escorado o posición del vehículo en las curvas.

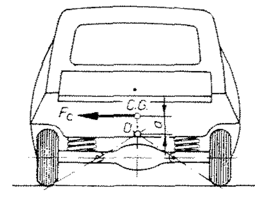


Fig. 11.9B

11.2.3.1 *Velocidad de derrape*

Los momentos de torsión que se crean en cada eje del vehículo debido al efecto de la fuerza centrífuga en las curvas y que originan la inclinación del mismo hacia el exterior de la curva, hacen que parte de peso se transfiera de las ruedas interiores a las exteriores, lo que modifica el coeficiente de adherencia en ambas ruedas.

En estas condiciones, si se sobrepasa la velocidad límite en que las ruedas interiores pierden la adherencia al terreno, el vehículo patina en las curvas y se produce el derrape.

— *Velocidad máxima en las curvas*

La *velocidad máxima* en las curvas para evitar el derrape, puede calcularse por la expresión:

$$v_{máx.} \approx 11{,}3\sqrt{\mu \cdot R} \qquad [11.3]$$

$v_{máx.}$ = velocidad máxima de desplazamiento en las curvas en km/h
μ = coeficiente de adherencia de las ruedas al terreno
R = radio de giro de la curva en m

EJERCICIO RESUELTO

Problema 3

¿Cuál es la velocidad máxima que debe llevar un vehículo al tomar una curva de 30 m de radio, sabiendo que el coeficiente de adherencia al terreno es de μ = 0,7?

Solución:

Aplicando la expresión [11.3] se tiene:

$$v_{máx.} \approx 11{,}3\sqrt{\mu \cdot R} = 11{,}3\sqrt{0{,}7 \times 30} = 51{,}8 \text{ km/h}$$

11.2.3.2 *Momento de vuelco*

Todo vehículo puede volcar cuando las ruedas, durante su deslizamiento, chocan contra un obstáculo, o bien, cuando el *momento de torsión* originado por la fuerza centrífuga (fig. 11.10) sobrepasa el *momento de reacción* del vehículo.

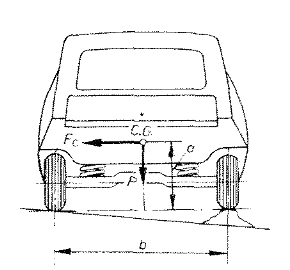


Fig. 11.10 Momento de vuelco.

El *momento de reacción (M_r)* viene determinado por el peso *(P)* que gravita sobre el vehículo aplicado en el centro de gravedad del mismo y por el ancho de vía *(b)*. El *momento de vuelco* originado por la fuerza centrífuga depende de la velocidad del vehículo en la curva y de la posición del centro de gravedad sobre el terreno.

Según esto, para que exista vuelco debe cumplirse:

$$M_t \geqslant M_r \qquad [11.4A]$$

o bien:

$$F_c \cdot a \geqslant P \cdot \frac{b}{2} \qquad [11.4B]$$

M_t = momento de torsión
M_r = momento de reacción
F_c = fuerza centrífuga que origina el vuelco
a = distancia del centro de gravedad al terreno o centro de giro en el vuelco
P = peso del vehículo
b = ancho de vía

Por tanto, la estabilidad de los vehículos en las curvas viene condicionada por la *posición del centro de gravedad y ancho de vía,* siendo más estables cuanto más ancho es el vehículo y más bajo es el centro de gravedad, lo que permite, a su vez, tomar las curvas a mayor velocidad.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 4

Un vehículo que pesa 1 200 kgf con un ancho de vía de 1 400 mm, tiene el centro de gravedad situado a una altura del terreno de 500 mm. Calcular el momento de vuelco y la velocidad límite a desarrollar sobre una curva de 30 m de radio para que se produzca el vuelco.

Solución:

Siendo el momento de reacción del vehículo:

$$M_r = P \cdot \frac{b}{2} = 1\,200 \times \frac{1{,}4}{2} = 840 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

el momento de vuelco se producirá cuando:

$$M_t \geqslant M_r \geqslant 840 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

Siendo el momento de torsión que produce el vuelco igual a:

$$M_t = F_c \cdot a = m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot a \geqslant 840 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

la velocidad límite para que se produzca el mismo es:

$$v = \sqrt{\frac{M_t \cdot R}{m \cdot a}} = \sqrt{\frac{840 \times 30}{\frac{1\,200}{9{,}81} \times 0{,}5}} = 20{,}3 \text{ m/s} = 73 \text{ km/h}$$

11.2.4 *Adelantamiento de los vehículos*

Esta es una maniobra que, de no hacerse correctamente, encierra un inminente peligro de accidente grave. En condiciones normales de tráfico se presenta siempre el caso de adelantamiento a otro vehículo que circula por delante a menor velocidad. Este adelantamiento debe efectuarse en un espacio y tiempo lo más breve posible, lo cual depende de las velocidades de ambos vehículos (fig. 11.11A). Cuando hay grandes diferencias de velocidad entre los dos vehículos se obtienen breves espacios de adelantamiento y, por el contrario, con pequeñas diferencias de velocidades se necesita largos espacios de adelantamiento (fig. 11.11B) y, como consecuencia, un aumento de tiempo en la maniobra.

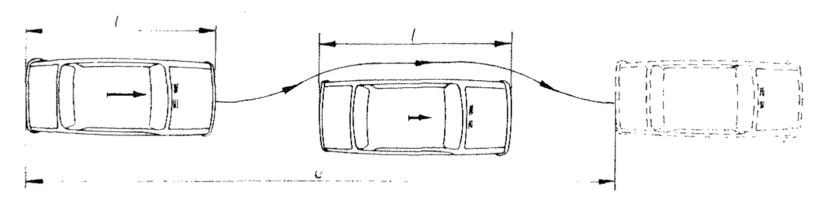


Fig. 11.11A Adelantamiento de vehículos.

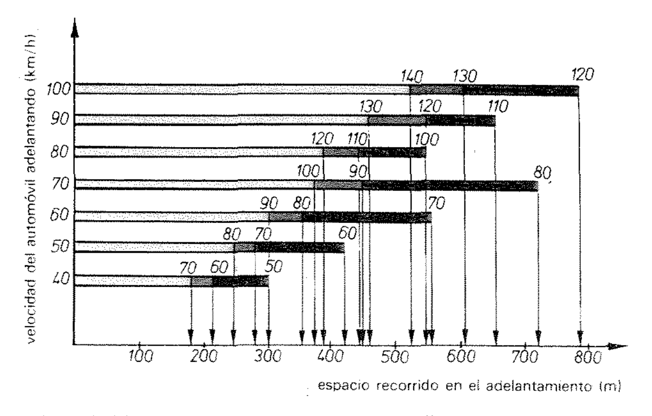


Fig. 11.11B Espacio necesario para distintas velocidades de adelantamiento.

Lógicamente, en el cálculo, hay que tener en cuenta las longitudes de los dos vehículos. Por tanto, el espacio y tiempo de adelantamiento se calculan por medio de las fórmulas siguientes:

$$e = \frac{(v_2 + 2\,l)\,v_2}{v_2 - v_1} \qquad [11.5]$$

$$t = \frac{3{,}6 \cdot e}{v_2} \qquad [11.6]$$

e = espacio necesario para realizar el adelantamiento
v_1 = velocidad del automóvil que va a ser adelantado
v_2 = velocidad del automóvil que pretende adelantar
l = longitud de los automóviles

EJERCICIO RESUELTO

Problema 5

Un vehículo que circula a una velocidad de 50 km/h es adelantado por otro cuya velocidad es de 90 km/h. Sabiendo que los vehículos tienen una longitud de 5 metros, calcular el espacio y el tiempo que se requiere para efectuar el adelantamiento.

Solución:

Aplicando las fórmulas [11.5] y [11.6], resulta:

$$e = \frac{(v_2 + 2\,l)\,v_2}{v_2 - v_1} = \frac{(90 + 2 \times 5)\,90}{90 - 40} = 180 \text{ m}$$

$$t = \frac{3{,}6 \cdot e}{v_2} = \frac{3{,}6 \times 180}{90} = 7{,}2 \text{ s}$$

Como consecuencia, un conductor experimentado debe apreciar el espacio que se requiere para realizar el adelantamiento. Por tanto, para disminuir el espacio y el tiempo de circulación por la calzada opuesta debe acelerar su vehículo. El vehículo que es adelantado no debe, en modo alguno, elevar su velocidad durante el tiempo de adelantamiento ya que, lo contrario, implicaría el aumento del tiempo de la maniobra, con peligro para sí y para los otros vehículos. Luego otro factor a tener en cuenta es la velocidad de un tercer vehículo que se acerca en sentido contrario.

11.2.5 *Distancias entre vehículos durante la marcha*

Un vehículo debe mantener una separación *(l_1)* suficiente con respecto al vehículo que le precede para que, en caso necesario o por un frenazo brusco, el conductor pueda detener su vehículo sin peligro para él y para los demás. Esta distancia de separación depende principalmente de las velocidades de marcha *(v_1 y v_2)* y de los espacios de frenado *(e_1 y e_2)* de ambos vehículos (fig. 11.12).

Para dos vehículos con igual efecto de frenado ($e_1 = e_2$) se obtiene la distancia de marcha entre ambos por medio de la fórmula:

$$l_1 = l_2 + \frac{v}{3{,}6} \cdot t \qquad [11.7]$$

l_1 = distancia durante la marcha
l_2 = distancia necesaria de reposo
v = velocidad de los dos vehículos
t = tiempo de reacción
e_1 y e_2 = espacio de frenado de los dos vehículos

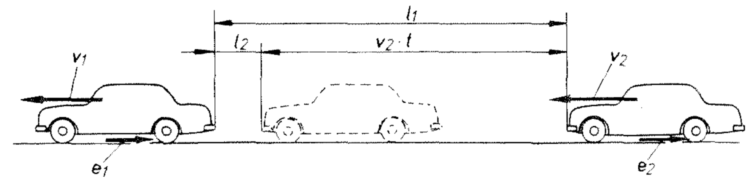


Fig. 11.12 Distancia entre vehículos, durante la marcha.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 6

Dos vehículos circulan uno detrás de otro a una velocidad uniforme de 75 km/h. ¿Cuál debe ser la distancia de separación entre ellos durante la marcha, sabiendo que dichos vehículos poseen igual espacio de frenado y un tiempo de reacción de 1 segundo y que la distancia en reposo debe ser de 1,5 metros?

Solución:

Aplicando la expresión [11.7], resulta:

$$l_1 = l_2 + \frac{v}{3{,}6} \cdot t = 1{,}5 + \frac{75\,000}{3\,600} \times 1 = 22{,}3 \text{ m}$$

Estos valores obtenidos para las distancias de separación, pueden resultar insuficientes en circunstancias especiales de poca visibilidad o de calzadas resbaladizas. Por otra parte, si se dejan distancias excesivas se originan caravanas demasiado alargadas, que inducen a otros conductores a interponerse en los huecos entre dos vehículos que han dejado espacio demasiado grande, perturbando así nuevamente el flujo de vehículos. Es conveniente elegir la distancia teniendo en cuenta las respectivas circunstancias de la circulación.

11.2.6 *Exigencias de espacio de maniobra*

— *Maniobra en curva.*

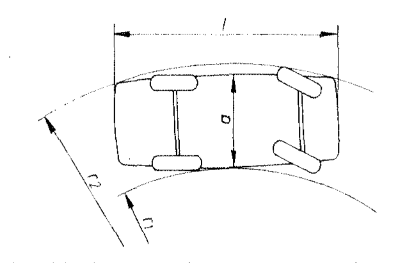
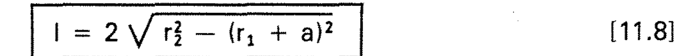


Fig. 11.13 Espacio que se necesita en una curva.

Para una intensa desviación de las ruedas delanteras, las traseras describen arcos de circunferencia distintos y aumenta por ello la distancia entre trazas del vehículo. Por esta causa, el coche requiere un espacio de maniobra relativamente mayor y puede entorpecer el paso de los demás que se acercan por detrás al no dejarse espacio. Los elementos exteriores extremos de un automóvil deben mantenerse en las curvas dentro de una superficie anular de 5,5 m de anchura como máximo (fig. 11.13). Por esta razón las curvas muy pronunciadas no pueden por ello tomarse con coches de mucha longitud sin hacer maniobra. La longitud permisible se obtiene en función del radio de la curva de maniobra y de la anchura del vehículo por medio de la fórmula:



$$l = 2\sqrt{r_2^2 - (r_1 + a)^2} \qquad [11.8]$$

l = longitud del vehículo
r_2 = radio exterior de la calzada
r_1 = radio interior de la calzada
a = anchura del vehículo

— *Aparcamiento.*

Para aparcar un vehículo se requiere una distancia determinada entre los otros vehículos ya aparcados (fig. 11.14) como también unos espacios para las maniobras de entrada y salida, así como la posibilidad de la apertura de la puerta de la derecha. Por tanto, el espacio que se necesita depende de la longitud y posibilidades de maniobra del vehículo. Las dimensiones que se indican en la figura son las mínimas permisibles.

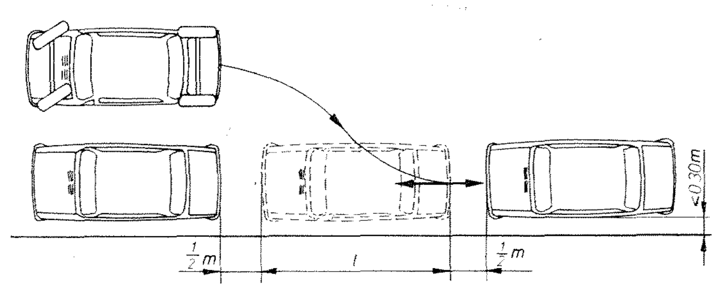


Fig. 11.14 Espacio necesario para aparcar.

11.2.7 *Verificación de las características de funcionamiento de un vehículo*

11.2.7.1 *Características de funcionamiento*

Para que un automóvil tenga un buen rendimiento debe acelerar perfectamente, consumir poco combustible y alcanzar una elevada velocidad media. Estas *características de funcionamiento* se deben comprobar sobre una pista llana y en perfecto estado, después de repetidas experiencias.

11.2.7.2 *Aceleración*

Como se recordará, la aceleración de un vehículo depende fundamentalmente de su masa, de la potencia del motor y de la relación de transmisión del mecanismo de marchas. Los valores distintos de la relación de estos factores definen aceleraciones diferentes, que pueden ser calculadas partiendo del incremento de velocidad y del tiempo necesario para ello, o bien del espacio recorrido en dicho intervalo (fig. 11.15A), por medio de las fórmulas siguientes:

$$a_m = \frac{v_2 - v_1}{t} \qquad [11.9]$$

$$a_m = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2\,e} \qquad [11.10]$$

a_m = aceleración media
v_1 = velocidad inicial
v_2 = velocidad final
t = tiempo empleado en el recorrido
e = espacio recorrido

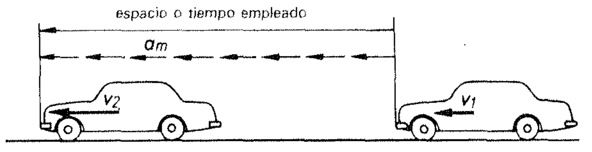


Fig. 11.15A Aceleración media.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 7

Un automóvil que circula a una velocidad de 80 km/h necesita 14 segundos para incrementar su velocidad en 20 km/h. ¿Cuál es la aceleración media obtenida?

Solución:

En primer lugar las velocidades en m/s son:

$$v_1 = 80 \text{ km/h} = \frac{80}{3{,}6} = 22{,}22 \text{ m/s}$$

$$v_2 = 100 \text{ km/h} = \frac{100}{3{,}6} = 27{,}78 \text{ m/s}$$

$$a_m = \frac{27{,}78 - 22{,}22}{14} = 0{,}397 \text{ m/s}^2$$

Los valores respectivos de las aceleraciones pueden medirse de forma indirecta mediante dispositivos especiales. Si se toma como punto de partida los valores peculiares de aceleración se pueden obtener los tiempos de aceleración necesarios para lograr una velocidad determinada (fig. 11.15B). Esta característica determina el poder de reacción y la maniobrabilidad de un vehículo, tanto en el tráfico por carretera como en el urbano.

11.2.7.3 *Velocidad máxima*

Un vehículo debe mantener su *velocidad máxima* durante largo tiempo de funcionamiento y esto debe conseguirse sin que se caliente con exceso el motor. La prueba se realiza cargando el vehículo a la mitad de su peso útil y los tramos de carretera determinados se recorren a velocidad constante en ambos sentidos (fig. 11.16). Una vez cronometrado el tiempo medio obtenido se calcula, en fun-

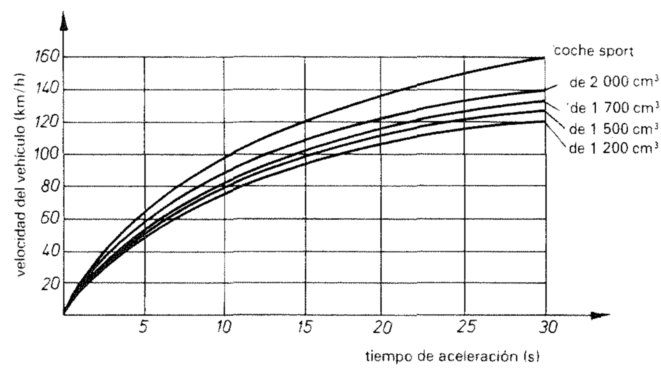


Fig. 11.15B Tiempo de aceleración correspondiente a diferentes velocidades y vehículos.

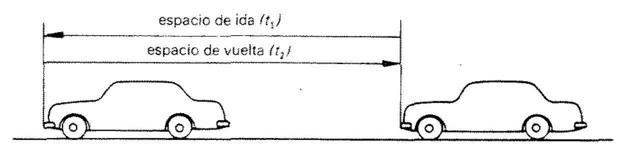


Fig. 11.16 Velocidad máxima.

ción de éste y del espacio recorrido en la ida y vuelta de la prueba, la *velocidad máxima* alcanzada:

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} \qquad [11.11]$$

$$v_{máx.} = 3{,}6 \cdot \frac{e}{t_m} \qquad [11.12]$$

$v_{máx.}$ = velocidad máxima aconsejable
e = espacio recorrido en la prueba
t_m = tiempo medio de la prueba
t_1 = tiempo empleado en la ida
t_2 = tiempo empleado en la vuelta

EJERCICIO RESUELTO

Problema 8

Un vehículo, preparado convenientemente con las condiciones exigidas para recorrer el tramo de pista de prueba de 1 km, emplea 29 segundos en el trayecto de ida y 31 segundos en el de regreso. ¿Cuál es la velocidad máxima que se debe aconsejar para este tipo de vehículo?

En primer lugar se calcula el tiempo medio según fórmula [11.11]:

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{29 + 31}{2} = 30 \text{ s}$$

La velocidad máxima es, según fórmula [11.12]:

$$v_{máx.} = 3{,}6 \cdot \frac{e}{t_m} = 3{,}6 \times \frac{1\,000}{30} = 120 \text{ km/h}$$

Sin embargo, la *velocidad media* de un viaje se obtiene partiendo de los trayectos recorridos y del tiempo total invertido.

11.2.7.4 *Consumo de combustible*

La prueba de consumo de combustible se obtiene por vía experimental sobre una pista llana y seca de unos 10 km aproximadamente de longitud. El vehículo, al igual que en la prueba anterior, debe estar preparado con media carga útil y debe recorrer el tramo previsto a los 3/4 de su velocidad máxima en los dos sentidos y

con el carburador perfectamente regulado. Una vez realizada la prueba se comprueba la cantidad de combustible consumido.

El valor del consumo normal se calcula en función del combustible consumido en la prueba, del espacio recorrido por el vehículo durante la misma y de una constante, por medio de la fórmula:

$$C_n = 110 \cdot \frac{C_c}{e} \qquad [11.13]$$

C_n = consumo normal de combustible en carretera en l/100 km
C_c = combustible consumido en la prueba en l
e = espacio recorrido por el vehículo en la prueba en m

EJERCICIO RESUELTO

Problema 9

Un automóvil consume 1,5 litros de gasolina durante las pruebas sobre un recorrido de 20 km. ¿Cuál es el consumo normal de este vehículo?

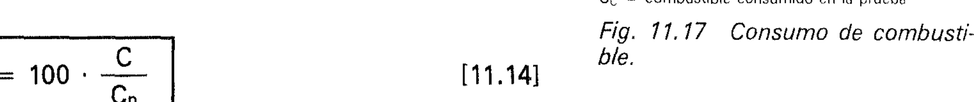
Solución:

Aplicando la fórmula [11.13], resulta:

$$C_n = 110 \cdot \frac{C_c}{e} = 110 \times \frac{1,5}{20} = 8,25 \text{ l/100 km}$$

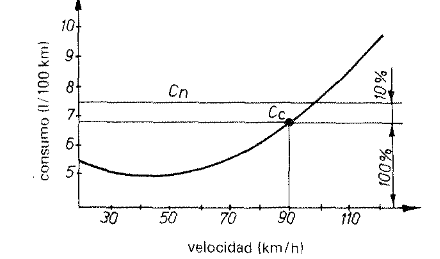
Para evitar hacer operaciones también se puede calcular de una forma gráfica por medio de la figura 11.17.

Otro factor a tener en cuenta para prevenir la falta de combustible durante un recorrido es conocer cuántos kilómetros se pueden recorrer con el depósito lleno de combustible. Este recorrido se calcula por medio de la fórmula:



$$e = 100 \cdot \frac{C}{C_n} \qquad [11.14]$$

e = recorrido en km que se puede hacer hasta consumir el total del combustible del depósito
C = capacidad del depósito en litros
C_n = consumo normal del vehículo en carretera en l/100 km



C_n = consumo normal en carretera
C_c = combustible consumido en la prueba

Fig. 11.17 Consumo de combustible.

EJERCICIO RESUELTO

Problema 10

Un vehículo dispone de un depósito que tiene una capacidad de 40 litros. ¿Qué recorrido puede realizar el vehículo, sabiendo que el consumo normal del mismo es de 7 l/100 km?

Solución:

Aplicando la fórmula [11.14]:

$$e = 100 \cdot \frac{C}{C_n} = 100 \times \frac{40}{7} = 571,42 \text{ km}$$

11.2.8 *Transporte de equipajes en los automóviles*

Siempre que se pueda, los equipajes se colocarán en el portamaletas, ya que el empleo de la *baca* tiene que ser el último recurso. La colocación de carga en la baca ofrece una gran resistencia durante la marcha, la cual se transforma en gasto de combustible. Si no se sujeta bien puede ser un motivo de grave accidente, especialmente para los vehículos que circulan en las proximidades.

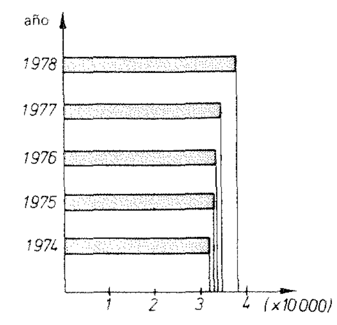


Fig. 11.18A Gráfico de accidentes en carretera.

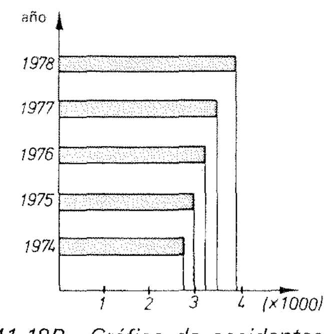


Fig. 11.18B Gráfico de accidentes mortales.

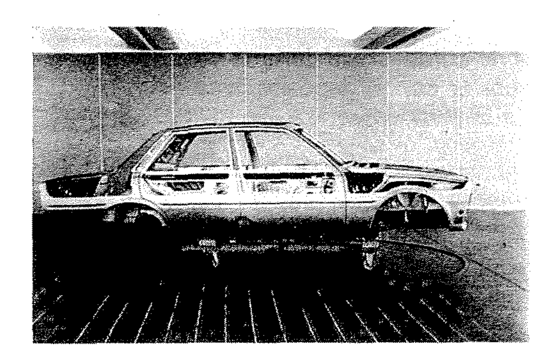
11.3 **Seguridad pasiva**

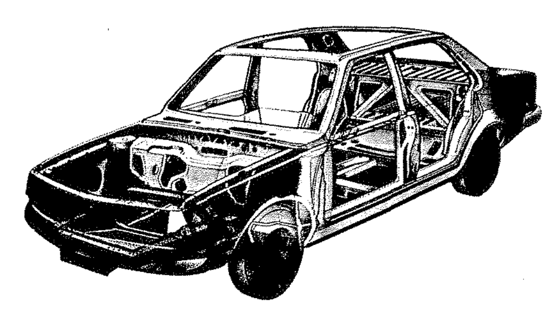
La *seguridad pasiva* comprende todos aquellos elementos y componentes del vehículo encaminados a evitar lesiones a los ocupantes del mismo en caso de accidente o, por lo menos, a disminuir su gravedad, así como todos aquellos destinados a evitar situaciones de peligro.

Ante el gran crecimiento actual de la circulación que cobra víctimas de mil formas diferentes, según puede verse en los gráficos de estadística de las figuras 11.18A y B, la introducción de los llamados elementos pasivos de seguridad es uno de los aspectos más desarrollados en el proyecto de los vehículos modernos, cambiando la antigua idea de solidez y durabilidad, que se volvía contra el propio pasajero en caso de colisión, por la idea de nuevas estructuras deformables (figura 11.19A) que, en caso de accidente, salvaguarde la vida de los ocupantes (ver normas UNE 26 246-247-248 y 26 318).

Entre los componentes y conceptos encaminados a formar parte de la seguridad pasiva en los vehículos, están los siguientes:

- Estructura de la carrocería.
- Dimensiones de los vehículos.
- Parachoques.
- Características de las puertas.
- Columnas de dirección contra el choque.
- Cinturones de seguridad.
- Árbol de dirección.
- Perfecta visibilidad.
- Elementos de señalización.
- Ensayos sobre seguridad en los vehículos.
- Otros varios elementos que intervienen en la seguridad del vehículo y de los ocupantes.


Fig. 11.19A Carrocería moderna.

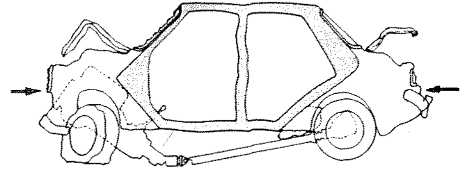

Fig. 11.19B Estructura de una carrocería moderna.

11.3.1 *Estructura de las carrocerías*

Uno de los primeros estudios realizados por los fabricantes de vehículos sobre seguridad fue el diseño de estructuras de carrocerías autoportantes con deformación progresiva y controlada, capaces de absorber la energía cinética del choque en la deformación sin que se transmita al ocupante.

Todo vehículo en movimiento posee una *energía cinética* (ε_c) que se convierte en trabajo en el instante del choque:

$$\boxed{\varepsilon_c = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2} \qquad [11.15]$$


Fig. 11.19C Resistencia del habitáculo en caso de choque.

Esta energía, que es función de la masa *(m)* del vehículo y de la velocidad lineal *(v)* en el momento del impacto, origina una fuerza de empuje en el rebote (fig. 11.20) que se transmite a los pasajeros, proyectándolos contra el habitáculo. Aunque toda la energía del movimiento no es transmitida en el choque, ya que, generalmente, el conductor al ver el obstáculo pisa los frenos a fondo, con lo cual la velocidad de impacto se reduce considerablemente, sin embargo, es lo suficiente-

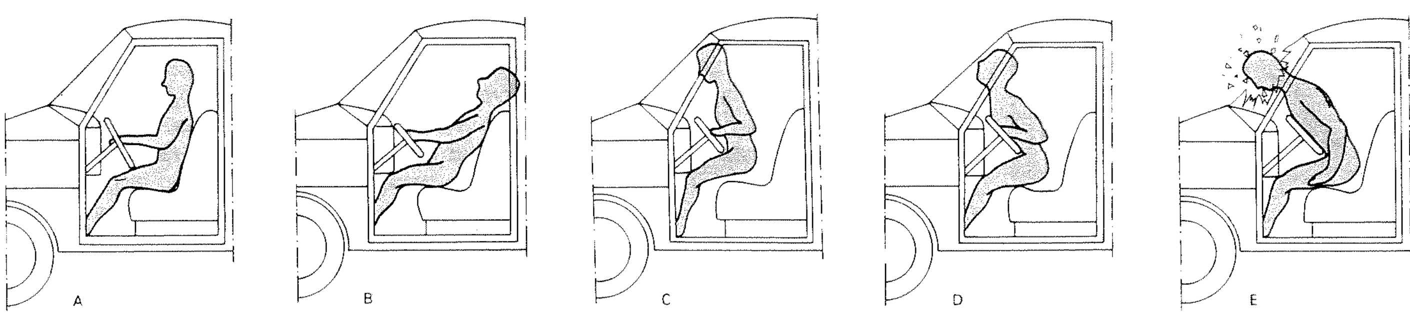


Fig. 11.20 Efectos del impacto sobre el cuerpo humano: A, *posición normal;* B, *impacto trasero;* C, *impacto leve frontal;* D, *golpe del volante contra el tórax;* E, *golpe del cráneo contra el parabrisas.*

mente grande, en la mayoría de los casos, para producir la muerte instantánea de los ocupantes.

Teniendo en cuenta estos principios, surgió la necesidad de introducir en la fabricación en serie de las carrocerías, elementos de choque con *deformación diferenciada,* de forma que una gran parte de la energía puesta en juego en el choque se disipe durante la deformación, amortiguando el impacto de los pasajeros (fig. 11.19B).

Otro de los condicionantes de las carrocerías es que el habitáculo debe permanecer indeformable en el choque y estar provisto de laterales robustos para proteger los golpes de costado. Las *carrocerías autoportantes* que se fabrican en la actualidad (fig. 11.19C) están formadas por una rígida estructura indeformable en el habitáculo de pasajeros y dos bloques, delantero y trasero, diseñados para absorber, con su deformación diferenciada, la energía producida en los choques sin que se transmita al habitáculo.

11.3.2 *Parachoques*

Como su nombre indica los *parachoques* son elementos de protección que se colocan en los vehículos, tanto en la parte delantera como en la trasera, para evitar desperfectos en el resto del vehículo en el supuesto de una colisión a baja velocidad. La norma UNE 26 007 indica la posición y dimensiones que deben tener los parachoques destinados a autobuses y camiones.

11.3.3 *Características de las puertas*

En caso de accidente, los ocupantes del vehículo que no llevan puesto el cinturón de seguridad son despedidos sobre las puertas de forma que, si estas se abren, salen del habitáculo a través de ellas hacia el exterior, aumentando con ello el riesgo de accidente.

Las *puertas en los vehículos* deben cumplir los requisitos de no abrirse durante el choque o vuelco y, además, no quedar trabadas durante el mismo, de forma que puedan abrirse con facilidad desde dentro o fuera permitiendo la rápida evacuación de los ocupantes, ya sea por sus propios medios o por auxilio exterior. Por ello las cerraduras constituyen un elemento importante de seguridad, debiendo cumplir los requisitos anteriormente expuestos.

— *Cerraduras de seguridad.*

Muchos de los vehículos disponen además de *cerraduras de seguridad* para evitar que los niños puedan abrir las puertas desde dentro. Estas cerraduras (figura 11.21) disponen de un seguro innaccesible que impide su apertura desde el interior y constan de un disco (1) que al girar se aloja en una pieza en *U* (2) cuando se cierra la puerta. Al quitar el seguro, la barra (3) se desplaza y libera el fiador (4) que permite el giro del disco (1) y, por tanto, la apertura de la puerta. En vehículos de cierta calidad se acopla un dispositivo eléctrico de blocaje automático en todas las puertas.

— *Forma de abrirse las puertas.*

Otro de los requisitos de seguridad en las puertas es la forma de apertura de las mismas. Deben ir dispuestas de forma que, por negligencia en el cerrado de las mismas, no puedan abrirse por efecto del viento; para ello es preciso que se abran de atrás hacia adelante.

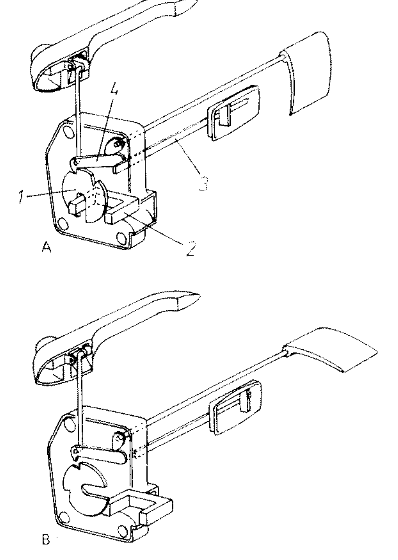


Fig. 11.21 Funcionamiento de una cerradura de seguridad: A, *cerrada;* B, *abierta.*

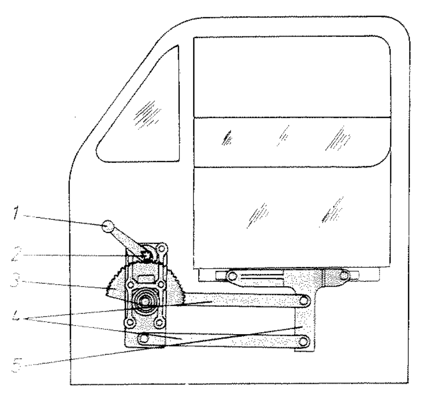


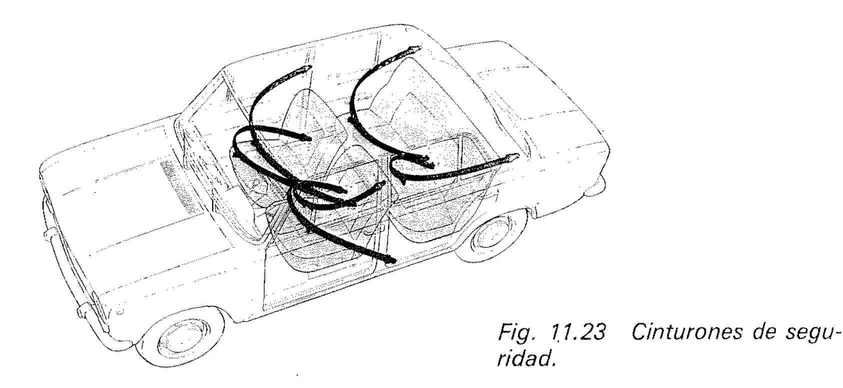
Fig. 11.22 Mecanismo elevalunas.

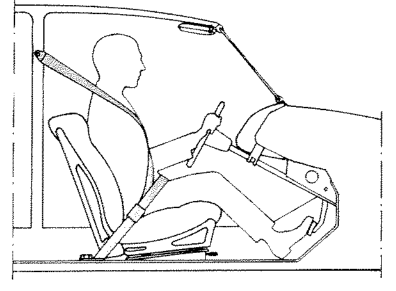
— *Mecanismos de accionamiento de las ventanillas.*

Los mecanismos *elevalunas* sirven para hacer subir o bajar los cristales progresivamente, bien de forma manual, o automáticamente en los modelos de lujo. Existe una gran variedad de modelos de estos mecanismos; en la figura 11.22 se presenta uno de los más característicos, el cual consta de una manivela (1) en cuyo extremo va un piñón (2) que engrana con un sector dentado (3) que, al girar éste cuando se acciona la manivela, mueve las dos bielas paralelas (4) pivotadas en sus extremos, las cuales obligan a subir o bajar el soporte de la luna (5). En vehículos de lujo se puede realizar esta operación de forma automática.

11.3.4 *Cinturones de seguridad*

Este elemento de seguridad (fig. 11.23), obligatorio en la actualidad para los asientos delanteros y también para los asientos traseros en algunos países, ha demostrado su importancia en caso de accidente por choque ya que, según estudios realizados por el *Centro Europeo de Seguridad* sobre el empleo del mismo, asegura una reducción del 50 % en el número de heridos graves y un 10 % en el de muertos.


Fig. 11.23 Cinturones de seguridad.


Fig. 11.24 Colocación del cinturón.

El diseño del cinturón (fig. 11.24) ha sido también objeto de especial interés por parte de este organismo. Su fabricación debe seguir estrictas normas de homologación que establecen su deformabilidad de acuerdo a la fuerza estática equivalente a la fuerza dinámica del choque, para que sea capaz de absorber parte de la energía cinética del cuerpo humano en el momento de la deceleración. Las normas UNE 26 114-15 y 16 indican las normas de calidad y la forma de anclaje de los cinturones.

Si fuera rígido se convertiría en elemento agresivo contra el propio usuario y, por otra parte, el sistema de bandolera y cinturón es la forma más eficaz de sujeción a efectos de evitar lesiones secundarias.

El sistema de cierre es también de vital importancia para permitir la rápida liberación del usuario en caso de accidente, por lo que debe llevar hebillas de anclaje y apertura rápida.

Cabe destacar la vital importancia del cinturón de seguridad en caso de vuelco, donde se ha comprobado que, salvo escasas excepciones, las personas que permanecen en el habitáculo tienen más probabilidades de supervivencia que aquellas que han sido despedidas hacia el exterior, aprisionadas por el propio vehículo o lesionadas por golpes.

11.3.5 *Árbol de dirección de seguridad*

Las *columnas de dirección articuladas* o extensibles han eliminado el riesgo de lesiones graves en el conductor en casos de choque frontal (fig. 11.20D) ya que, al replegarse en las uniones articuladas, evita que el extremo se desplace hacia el interior del habitáculo golpeando y aprisionando al conductor.

Otro tipo de direcciones de seguridad son las fabricadas a base de nailon y materiales plásticos (fig. 11.25), capaces de absorber con su elasticidad la energía producida en el impacto.

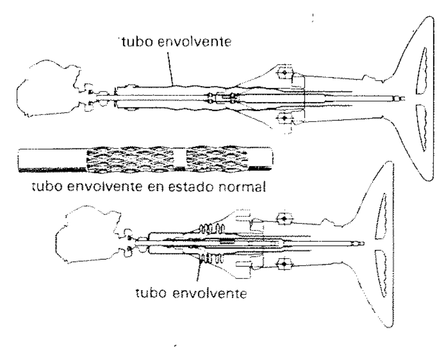


Fig. 11.25 Árbol de dirección de seguridad.

11.3.6 *Importancia de la visibilidad*

Uno de los factores que más contribuyen a conseguir la seguridad en carretera es proporcionar al conductor una perfecta visibilidad en todas las direcciones, con la menor obstrucción —ángulos muertos de visibilidad (fig. 11.26A)— posible.

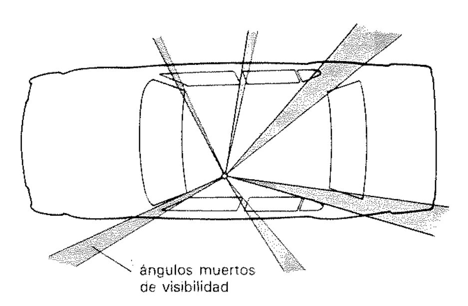


Fig. 11.26A Zonas de visibilidad de un automóvil.

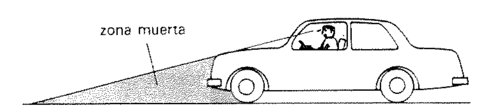
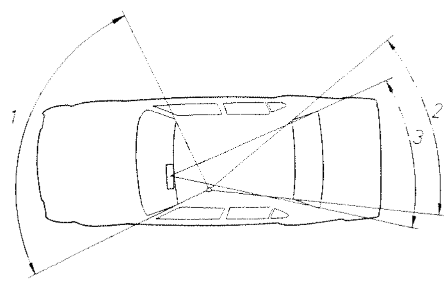


Fig. 11.26B Campo de visibilidad frontal.



1 ángulo de visibilidad frontal
2 ángulo de visibilidad hacia atrás
3 ángulo del espejo retrovisor

Fig. 11.26C Visibilidad del conductor.

11.3.6.1 *Posición de las lunas*

Los dos conceptos que determinan el *grado de visibilidad* en un vehículo son: el diseño y posición de las lunas con respecto al conductor y la eficacia de sus accesorios de limpieza.

El diseño de las carrocerías, en cuanto a visibilidad, debe cumplir los siguientes objetivos:

— Que el conductor esté situado a la altura suficiente para disfrutar de una perfecta visibilidad en todos los ángulos (fig. 11.26B).

— Que el parabrisas no esté tan bajo que impida la visión en carreteras de montaña.

— Que los pilares sean lo suficientemente estrechos para evitar ángulos muertos (fig. 11.26C).

11.3.6.2 *Espejos retrovisores*

La visibilidad hacia atrás se consigue a base de *espejos retrovisores,* colocando uno en la parte central de la carrocería (fig. 11.26C) y otro exterior sobre la puerta del conductor. Este último (fig. 11.27) permite la visibilidad del ángulo trasero izquierdo del vehículo, muy importante para los adelantamientos.

Deben ser orientables, para que se adapten a la altura y tamaño del conductor. Actualmente se fabrican retrovisores que se pueden graduar automáticamente pulsando un interruptor que mueve un pequeño motor.

Los vehículos de lujo y, sobre todo, los autocares o camiones llevan dos espejos retrovisores; en los autobuses públicos, el de la derecha se hace indispensable para comprobar la subida y bajada de pasajeros.

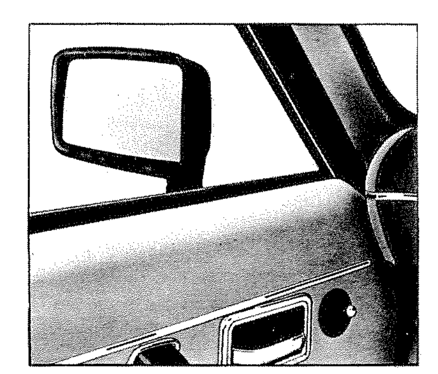


Fig. 11.27 Retrovisor exterior de puerta.

11.3.6.3 *Limpiaparabrisas*

El *limpiaparabrisas* debe estar diseñado para que las escobillas de barrido sean capaces de eliminar la lluvia y el barro que se deposita sobre los cristales en la mayor superficie posible. Debido a la imposibilidad de conseguir que éstos limpien totalmente ambos lados del parabrisas en la misma extensión, los diseñadores concentran el máximo espacio de barrido (fig. 11.28) delante del conductor.

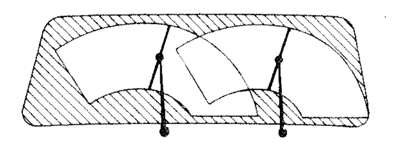


Fig. 11.28 Barrido del limpiaparabrisas.

11.3.6.4 *Luneta térmica*

La luna trasera pierde visibilidad al condensarse sobre ella la lluvia, nieve o hielo. Para facilitar la visibilidad se instala en la luna trasera una resistencia eléctrica que, al calentarse, elimina por condensación los elementos atmosféricos indicados. En la figura 10.41 de la *Tecnología 2.1* se presenta el esquema eléctrico de funcionamiento de una luneta térmica.

11.3.7 *Elementos de señalización*

Los elementos de señalización pueden ir colocados en la carretera o incorporados al vehículo de una forma fija o también accidental para indicar alguna avería.

11.3.7.1 *Indicadores en la carretera*

Los principales indicadores que se colocan en la carretera son:

- Señales de tráfico.
- Indicadores de situación y orientación del recorrido.
- Marcado de líneas y señales en la calzada.
- Indicadores del tipo de carretera por donde se circula.

— Catadióptricos de orientación para la circulación.
— Indicadores de carretera de kilómetros recorridos.

Las señales de tráfico, indicadores, clases de carreteras y autopistas se estudian en el momento de sacar el carné de conducir. Los catadióptricos de orientación de circulación son unos pequeños indicadores ópticos que facilitan y enmarcan la dirección que tiene que seguir el vehículo.

11.3.7.2 *Indicadores en el vehículo*

Pueden ir fijos, montados de continuo en los vehículos, en los remolques, caravanas, etc.:, o formar parte del equipo del automóvil.

1. *Dispositivos fijos a los vehículos.*

El triángulo de señal de remolque se coloca en la parte delantera del vehículo para indicar que el vehículo tractor lleva un vehículo remolcado; su forma y dimensiones están normalizadas en la norma UNE 26 141.

Los catadióptricos para vehículos de carretera se colocan en la parte delantera o trasera de los mismos y sirven para indicar, por reflexión de la luz procedente de una fuente luminosa extraña al propio vehículo, la presencia de dicho vehículo y evitar, de esta forma, que haya colisión (ver norma UNE 26 188-80).

Otro de los elementos indicadores obligatorios que se deben colocar en la parte trasera y delantera del vehículo son las *placas de matrícula.* La norma UNE 26 222 indica las normas que se deben seguir para la confección y colocación de dichas placas en el vehículo.

2. *Dispositivos de seguridad que se deben llevar en el vehículo.*

Los más importantes de todos ellos son los *triángulos de preseñalización* para colocarlos en la calzada para señalar de día y de noche la presencia del vehículo detenido. La forma y dimensiones de dichos triángulos se pueden ver en la norma UNE 26 195-80.

— En todo vehículo se debe llevar al menos un *extintor* contra el fuego. La norma UNE 26 204 indica la norma de espacio y de sujeción de este elemento al vehículo.

— Otro elemento indispensable del equipo del automóvil es una fuente de luz para su empleo en caso de emergencia o avería. Esta fuente de luz puede ser una *linterna de pilas* o *eléctrica* que se puede conectar a la batería del coche.

— Un *juego de cables* para realizar pruebas en los distintos circuitos eléctricos para intentar solucionar alguna avería de emergencia.

11.3.8 *Ensayos sobre seguridad en los vehículos*

Con el fin de fabricar vehículos cada día más seguros, los diversos fabricantes llevan a cabo diversas experiencias de laboratorio y pistas de ensayo, donde se analizan cualitativa y cuantitativamente la importancia de los daños en los vehículos y consecuencias en los pasajeros ante las más diversas alternativas de choque frontal, lateral, vuelco, etc.

Estas pruebas se realizan en vehículos teledirigidos y ocupados por uno o varios maniquíes (fig. 11.20) con características de conformación y peso de un hombre medio, dotados de instrumental electrónico sensible que permite cualificar los daños que se producen al proyectar el vehículo contra un obstáculo a diferentes velocidades.

De la necesidad de normalizar estas pruebas, surgió el problema E. S. V. *(Experimental Safety Vehicle)* o (Vehículo Experimental Seguro), que define el tipo de choque, tipo de obstáculo, velocidad de choque y penetración máxima admisible en el habitáculo. En función de estas normas el departamento de seguridad en carretera de los EE. UU. definió, a su vez, las normas que deben cumplir los fabricantes de automóviles a partir del año 1980.

11.3.9 *Otros aspectos de seguridad*

1. *Viseras acolchadas.*

El interior del habitáculo debe estar también provisto de elementos de seguridad que ayuden a aminorar los accidentes producidos por golpes y cortaduras. Entre estos elementos cabe destacar (fig. 11.29), las *viseras acolchadas,* eliminación de objetos salientes, instrumentos encastrados en el tablero y bien protegidos.

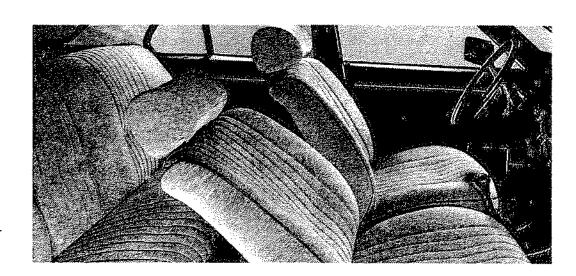


Fig. 11.29 Confort y seguridad interior.

2. *Apoyacabezas.*

Los *apoyacabezas* fijos e integrados en el respaldo del asiento (fig. 11.30) evitan la rotura de la columna vertebral a la altura del cuello. El tapizado y recubrimiento interior del habitáculo, además de elemento decorativo, debe poseer un espesor conveniente para contribuir como eficaz protector contra los golpes.



Fig. 11.30 Apoyacabezas.

3. *Parabrisas de seguridad.*

La rotura eventual del parabrisas no debe causar daños al conductor ni a los demás ocupantes del vehículo; por esta razón se emplean lunas *securit* de temple diferenciado.

4. *Depósito de gasolina.*

La disposición del depósito de gasolina en los vehículos merece también especial atención, para que un eventual choque no le afecte directamente y pueda producirse la inflamación del combustible.

5. *Cascos de protección.*

El empleo de estos cascos en los vehículos de cuatro ruedas está destinado a los vehículos de competición; en los vehículos de dos ruedas su empleo es obligatorio. La norma UNE 26 218 establece las prescripciones técnicas que han de observarse, los resultados que han de obtenerse en los ensayos y la verificación de los mismos en su fabricación.

6. *Cadenas para la nieve.*

En tiempo invernal es indispensable llevar el juego de cadenas por si se presenta la dificultad de no poder circular debido al hielo o la nieve.

7. *Botiquín.*

Como medida de precaución es conveniente que en el vehículo se disponga de un sencillo *botiquín* que sirva para realizar las primeras curas de urgencia.

8. *Equipo de herramientas.*

Es de verdadera necesidad llevar en el portamaletas un equipo mínimo de herramientas para solucionar las emergencias o averías de poca importancia. Es indispensable acompañar la llave de montaje y desmontaje de ruedas, la llave de la correa del ventilador y un juego de llaves fijas y destornilladores.

11.4 La seguridad en los vehículos de trabajo

En los vehículos destinados al transporte por carretera y trabajos fuera de ella, las condiciones de seguridad, tanto activa como pasiva, se fundamentan en los mismos conceptos que en los turismos, si bien condicionados por las diferentes características de carga y velocidad.

11.4.1 *Vehículos de transporte*

En estos vehículos, donde las variables que intervienen son innumerables, hay que destacar una de las causas más frecuentes de accidente como es el *exceso de carga.*

11.4.1.1 *Consecuencias de un exceso de carga*

Este exceso de carga por encima de las normas del fabricante, además de poner en peligro la vida de los demás conductores y exponer la propia, somete al vehículo a las graves consecuencias de la sobreutilización.

Los camiones salen de fábrica dispuestos para soportar un peso definido, con sus mecanismos de propulsión y frenado calculados para circular bajo un cierto coeficiente de seguridad. La utilización del vehículo fuera de estas condiciones trae consigo las siguientes consecuencias:

1. Disminuye la potencia motriz por cada tonelada arrastrada, lo que reduce el margen disponible para las contingencias de la marcha y, como consecuencia, imposibilita una reacción inmediata ante cualquier eventualidad.

2. Reduce considerablemente la velocidad de circulación, sobre todo en las subidas, lo que trae consigo: congestión en la ruta, elevado nerviosismo en los demás conductores, ejecución de maniobras peligrosas que propician los accidentes, detención y posible retroceso del vehículo sobrecargado con peligro para los que están detrás.

3. Ocupación excesiva del carril de circulación de sentido contrario por los adelantamientos, lo que trae consigo un aumento del riesgo para los usuarios de dicho carril, que deben a veces desplazarse hacia el arcén. Como la longitud total prevista de adelantamiento es de unos 200 m, al no disponer de ellos, aparte del riesgo propio de adelantamiento hay que incluir el de la congestión que produce la propia operación.

4. El exceso de carga en estos vehículos afecta, además, a la dinámica del movimiento, ya que la fuerza viva o energía cinética del mismo es proporcional a la masa y al cuadrado de la velocidad, como ya se vio.

En estas condiciones, cuando el vehículo deba detenerse, los frenos tienen que absorber esta mayor energía y, si bien la distancia de parada no depende de la masa, la energía a disipar es mucho mayor, y los frenos trabajan en condiciones críticas de temperatura que reducen la eficacia de frenado, aumentando con ello la distancia de parada.

Como, a su vez, la distancia de frenado varía según las condiciones de adherencia al terreno, resulta muy difícil calcularla en una emergencia, produciéndose, por fallo de los frenos, el consiguiente peligro para los demás usuarios de la carretera.

5. El exceso de carga afecta, además, al propio vehículo, que queda sometido a esfuerzos alternativos y reiterados en sus ejes de sustentación y elementos de suspensión, lo que produce la rotura de los mismos por fatiga.

11.4.2 *Vehículos fuera de carretera y tractores*

En estos vehículos, diseñados para realizar trabajos fuera de ruta desarrollando velocidades relativamente bajas, este simple concepto constituye por sí mismo un factor de confiabilidad muchas veces negativo y podría evitarse en ellos un gran número de accidentes con la sola aplicación de las reglas de seguridad sobre su manejo.

El 50 % de los accidentes graves o mortales en estos vehículos se debe, en general, al aplastamiento del conductor por vuelco, el cual puede realizarse de dos formas distintas.

11.4.2.1 *Vuelco lateral*

Este tipo de vuelco en los tractores se debe, en general, a las siguientes causas:

— Dispositivos de carga mal acoplados que pueden elevar el centro de gravedad del vehículo.
— Paso por taludes o cunetas, o por choque de la rueda con piedras y tocones.
— Giro demasiado rápido.
— Frenado insuficiente de los vehículos remolcados.
— Frenado excesivo sobre suelo deslizante.
— Bloqueo del diferencial, que impide evitar obstáculos y zanjas.

11.4.2.2 *Vuelco hacia atrás*

Este vuelco suele producirse rápidamente sin tiempo para evitarlo y se debe, en general, a las siguientes causas:

— Ruedas atascadas en un hoyo sobre terreno resistente al resbalamiento.
— Punto de enganche del vehículo remolcado excesivamente alto.
— Enganche de remolques con un solo eje mal colocado.
— Obstáculos en la marcha.

11.4.3 *Elementos pasivos de seguridad*

Los elementos pasivos de seguridad en estos vehículos son los *pórticos* y las *cabinas.* La diferencia entre pórtico y cabina radica en que, mientras el primero está provisto de una estructura para proteger al conductor en caso de vuelco, la segunda debe hacerlo de forma permanente.

Las máximas deformaciones que deben presentar después del accidente no deben interesar la zona que ocupa el conductor, designada como zona de seguridad. El uso de cabinas que no cumplan con los requisitos mínimos de resistencia y deformación impuestos en los ensayos correspondientes, no cubren los objetivos buscados y, en la mayoría de los casos de accidente, constituyen una trampa mortal para el conductor.

CUESTIONARIO

11.1 ¿Qué diferencia existe entre seguridad activa y seguridad pasiva?
11.2 ¿Qué elementos condicionan principalmente la seguridad activa?
11.3 ¿Qué se entiende por deriva en un vehículo?
11.4 ¿Qué factores condicionan la deriva en un vehículo?
11.5 ¿Qué efectos produce la deriva en las curvas?
11.6 ¿Qué factores condicionan el derrape en las curvas?
11.7 ¿Qué efectos produce el reparto de cargas sobre la deriva del vehículo?
11.8 ¿Qué se entiende por infravirado y sobrevirado y qué causas condiciona uno u otro efecto?
11.9 Cómo se manifiesta el desequilibrio transversal en los vehículos y causas que lo producen.
11.10 ¿Qué efectos produce la fuerza centrífuga sobre la estabilidad transversal en curva?
11.11 ¿Qué variables se pueden controlar en una curva para evitar el derrape?
11.12 ¿Cómo influye la altura del centro de gravedad en los vehículos sobre el vuelco transversal?
11.13 ¿Qué se entiende por transferencia de peso en el frenado y cómo influye sobre la estabilidad?
11.14 ¿Qué se entiende por momento de vuelco y qué variables intervienen en el mismo?
11.15 Explicar el concepto de seguridad pasiva en un vehículo.
11.16 ¿Qué elementos de un vehículo intervienen principalmente en la seguridad pasiva?
11.17 ¿Qué características deben reunir las carrocerías de los vehículos de turismo?
11.18 ¿Qué características deben reunir las puertas?
11.19 Describir la importancia de los cinturones de seguridad.
11.20 ¿Cómo se conceptúa la visibilidad de un vehículo? Importancia de la misma.
11.21 Citar los efectos que produce el exceso de carga en los vehículos de transporte.
11.22 Causas de vuelco en los tractores.

EJERCICIOS A RESOLVER

1.º Un vehículo que pesa 1 800 kgf toma una curva de 80 m de radio a 120 km/h. Calcular la fuerza centrífuga que actúa sobre el vehículo a esa velocidad.

2.º Un vehículo que desarrolla una potencia durante el desplazamiento de 74 CV a una velocidad de 100 km/h, está sometido a una fuerza lateral de 50 kgf aplicada a su centro de gravedad. Expresar gráficamente la desviación que produce en el vehículo y calcular el ángulo de deriva en el mismo.

3.º Un vehículo de puente trasero rígido tiene el centro de oscilación situado a 40 cm del terreno y el centro de gravedad a 70 cm. Siendo el peso del mismo 1 600 kgf, calcular el momento de torsión que se produce en la carrocería cuando el vehículo toma una curva de 60 m de radio a 110 km/h.

4.º Siendo el coeficiente de adherencia en las ruedas de un vehículo $\mu = 0{,}8$, ¿cuál será el límite de velocidad que debe llevar en una curva de 80 m de radio para evitar que derrape?

5.º Un vehículo tiene un ancho de vía de 1 500 mm y un peso de 1 150 kgf repartido, al 60 y 40 %, sobre el eje delantero y trasero respectivamente. Suponiendo el centro de gravedad situado a 900 mm del terreno y los centros de oscilación de los ejes a 500 mm, calcular:

1.º Los momentos de torsión que se producen en cada uno de los ejes.
2.º El momento de vuelco.
3.º La velocidad de desplazamiento para que éste se produzca.